

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

**СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ
МАШИНИ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 21
Том I

Редакційно-видавничий відділ Луцького НТУ

Луцьк 2011

УДК 631.3.001

Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 21. – Том I. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – 333 с.

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 9 від 28.04.2011 р.

У даній збірник включено статті з сільськогосподарської техніки. Наведено дослідження машин і процесів збирання та первинної переробки льону, зернозбиральних машин, використання сапропелю, збирання та переробки цукрового буряка. Розглянуто і багато інших питань.

Збірник розрахований на наукових працівників.

В настоящий сборник включены статьи по сельскохозяйственной технике. Приведены исследования машин и процессов уборки и первичной переработки льна, зерноуборочных машин, использования сапропеля, уборки и переработки сахарной свеклы. Рассмотрены и многие другие вопросы.

Сборник рассчитан на научных работников.

Редакційна колегія: д.т.н., проф., Заслужений діяч науки і техніки, акад. ІАУ Г.А. Хайліс (відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. АІНУ В.В. Божидарнік; д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заст. відповід. ред.); д.т.н., проф., акад. ІАУ Б.М. Гевко; д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський; д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк; д.т.н., проф. С.І. Пустульга; д.т.н., проф. В.П. Ковбаса; д.с.–г.н., проф. М.Й. Шевчук; д.т.н., проф. О.О. Налобіна; 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, 2011
(Свідоцтво про держреєстрацію КВ №15902–4374 ПР
від 13.11.2009 р.)

УДК 629.017

© М.П. Артёмов, к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П. Василенка

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДУ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ ДЛЯ КОНТРОЛЮ РУХУ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТИВ

За допомогою методу парціальних прискорень пропонується методика визначення залежності між технічним станом мобільної машини, динамічністю та її керованістю.

ПАРЦІАЛЬНІ ПРИСКОРЕННЯ, МОБІЛЬНІ МАШИНИ, КЕРУЮЧІ ДІЇ, ДИНАМІЧНІ СИСТЕМИ.

Постановка проблеми. Технічний стан мобільних сільськогосподарських агрегатів є основою для якісного і своєчасного виконання агротехнічних операцій, що обумовлює зниження енерговитрат і отримання високих врожаїв. Визначення технічного стану в процесі експлуатації сільськогосподарських агрегатів завжди було і залишається однією з складних задач землеробської механіки. На виконання агротехнічних вимог великий вплив має керованість мобільної сільськогосподарської машини.

Керованість різних складових мобільної машини характеризує її здатність адекватно реагувати на керуючі дії механізатора, або системи керування. Керуючі впливи (дії) викликають перехідний процес із одного стану рівноваги механічної системи до іншого. Для механічних систем, до яких відносяться мобільні сільськогосподарські машини, перехідний процес супроводжується зміною швидкісного режиму руху. Прискорення, які виникають у цей час, характеризують не тільки керованість системи, а і зміни її технічного стану, що обумовлено нестабільністю параметрів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Норберт Вінер, засновник кібернетики, звертав увагу на необхідність керування динамічною системою з метою її збереження від саморуйнування. Тобто керованість є необхідним елементом для функціонування усіх можливих систем.

Керованість – це одна з властивостей об'єкта, яка характеризує його здатність адекватно реагувати на керуючі впливи (дії). Керування – це здійснення таких спеціальних впливів (дій) на механічну систему, які забезпечують необхідний процес. Іншими словами, керування – це

процес організації впливів (дій), що відповідають алгоритму керування [1].

Складні механічні системи, до яких відносяться і мобільні сільськогосподарські агрегати, є багатомірними динамічними системами з нескінченним числом ступенів свободи. Вивчення руху таких динамічних систем пов'язано з великими труднощами. Цими проблемами займалися такі вчені, як Василенко П.М., Чудаков Д.А., Смірнов Г.А., Гуськов В.В., Александров Є.Є., Подригало М.А., Погорілий Л.В., Лебедев А.Т., Надикто В.Т. та ін.

Мета дослідження. Метою дослідження є визначення впливу керованості мобільної машини в залежності від її напрацювання і технічного стану. Для її досягнення необхідно вирішити наступні задачі:

- визначити вплив прискорення на динамічні показники мобільної машини в процесі переходу від одного режиму руху до іншого;
- провести аналіз впливу керуючих дій на умови функціонування мобільної машини.

Результати досліджень. Суттєвою особливістю функціонування мобільних сільськогосподарських агрегатів як динамічних систем є їх багатомірність, тобто наявність багатьох вхідних і вихідних змінних. Кількість вхідних і вихідних компонентів у процесі функціонування залежить від типу агрегата, обраної розрахункової схеми, ступеню врахування умов роботи та інших відомих і невідомих факторів. Сільськогосподарські мобільні машини є багатомірними системами, крім того, кожна вхідна дія може впливати на декілька вихідних змінних.

Відомо, що процеси, які відбуваються у роботі різних динамічних систем, можуть бути поділені умовно на дві групи. Перша група – процеси, що обумовлені заздалегідь відомими факторами. Проходження таких процесів ми маємо можливість прогнозувати (якщо є відповідна модель системи для дослідів) із різним ступенем точності. У кожному процесі роботи реальної системи є елементи випадковості, інколи вони можуть бути несуттєвими і ними можна знехтувати. Для аналізу, синтезу та оптимізації таких процесів використовують методи, розроблені на основі законів класичної механіки і фізики. У цих методах усі зовнішні умови функціонування і властивості динамічних систем розглядаються як цілком визначені.

Інша група процесів характеризується тим, що в них випадкові фактори мають суттєве значення. Правильно розрахувати ці процеси та оцінити їх результати можливо тільки враховуючи випадковий у

імовірно-статистичному розумінні характер складових. Аналіз і прогнозування таких процесів без урахування реальних умов їх протікання можуть привести до суттєвих помилок.

Особливістю мобільних сільськогосподарських машин як динамічних систем є змінність їх параметрів упродовж певного відрізка часу, тобто ці мобільні агрегати є нестационарними динамічними системами. Нестационарність системи проявляється за рахунок зміни маси посадкових, посівних, збиральних машин, через спорожнення або наповнення бункерів, а також через зміну геометрії робочих органів у зв'язку із зношенням та деформацією деталей для ґрунтообробних агрегатів.

У загальному випадку механічна система, у якій в процесі функціонування змінюється не тільки швидкість, але і маса, рівняння, що характеризує процес керування, буде мати вигляд:

$$\frac{d(mV)}{dt} = P_{\text{eдo}} - \Sigma P_c, \quad (1)$$

де m – маса машини (об'єкта керування); V – швидкість руху машини; t – час досліджу; $P_{\text{eдo}}$ – керуючі впливи(дії); ΣP_n – сума усіх сил опору для виходу об'єкта із стану рівноваги.

Для забезпечення ефективного процесу керування необхідно, щоб $P_{\text{eдo}}$ була підведена до виконуючого елемента з найменшими втратами. Через це необхідно зробити визначення передатної функції. У роботі [3] запропонована передатна функція механізму здійснення повороту колісної машини (або зміни курсового кута)

$$W = \frac{\Delta\psi}{\Delta\bar{\alpha}}, \quad (2)$$

де $\Delta\psi$ – зміна курсового кута машини; $\Delta\bar{\alpha}$ – зміна середнього кута повороту керування коліс.

В різних представленнях передатних функцій залежності включають параметри конструкцій передатних механізмів, що здійснюють обробку керуючих сигналів. У роботі [4] на прикладі керування розгоном мобільних машин з використанням методу парціальних прискорень запропоновано передатну функцію керування розгоном, значення якої близькі до одиниці.

$$W = \frac{dV/dt}{\dot{V}_{\text{eдo}}^{i\text{aдo}}} = \frac{\dot{V}_i}{\dot{V}_{\text{eдo}}^{i\text{aдo}}}, \quad (3)$$

де dV/dt – прискорення мобільної машини під час розгону; $\dot{V}_{\varepsilon\delta\delta}^{i\delta\delta\delta}$ – парціальне прискорення мобільної машини, що виникло під дією керуючої (тягової) сили.

Парціальне (від старолатинської *partialis* – частковий), тобто прискорення, яке мала б машина під дією однієї сили, що прикладена в цей час до неї, за відсутності всіх інших сил. Загальне прискорення мобільної машини дорівнює сумі прискорень, які вона отримує від дії усіх сил, що виводять її з одного стану рівноваги до іншого.

Динамічні властивості виявляються під час розгону, гальмування або повороту мобільної сільськогосподарської машини і у випадках, коли сільськогосподарський агрегат рухається на прямолінійній ділянці та виконує маневр згідно з агротехнічними вимогами. Для сільськогосподарського трактора розгін характеризується зміною параметрів (рис.1): \dot{I}_{δ} – моменту трансмісії, $\omega_A, \omega_{\delta\delta}$ – кутових швидкостей вала двигуна і муфти зчеплення, \dot{V} – прискорення трактора, S – інтенсивності вмикання муфти зчеплення [2].

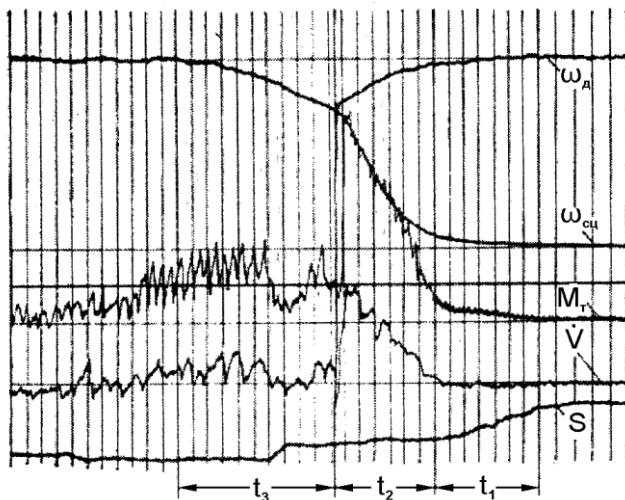


Рис.1. Оцилограма зміни параметрів, які характеризують розгін трактора кл. 30кН з механічною трансмісією без навантаження

Рух сільськогосподарського мобільного агрегата, як механічної системи, є визначеним, якщо відомі сили, що на нього впливають, і початкові умови руху.

Надлишок, або запас, потужності використовується для швидшого виведення сільськогосподарського агрегата в усталений режим, тобто визначає його динамічність. Початкове збільшення потужності призводить до появи лінійного прискорення $\dot{V}_T = \frac{dV}{dt}$, яке стає показником динамічності агрегата [5].

Динамічні характеристики агрегатів і систем мобільних сільськогосподарських машин суттєво залежать від їх технічного стану.

Рівняння динаміки поступального руху з використанням парціальних прискорень для сільськогосподарського агрегата має вигляд:

$$m_{\circ} \cdot \dot{V}_{\circ}(V) = P_{\delta \dot{y}\ddot{a}} - P_{\delta \circ}(V) - m_{\circ} g [f(V) + f_{\delta \delta}(V)], \quad (4)$$

де m_T – загальна маса трактора; \dot{V}_{\circ} – прискорення трактора; $P_{\delta \dot{y}\ddot{a}}$ – тягове зусилля на ведучих колесах, умовно визначене для випадку відсутності втрат енергії у трансмісії; $P_{\delta \circ}(V)$ – функція зміни зусилля на кріюку від швидкості руху; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $f(V)$ – функція зміни коефіцієнта опору коченню коліс трактора від швидкості; $f_{\delta \delta}(V)$ – умовне збільшення коефіцієнта опору коченню коліс трактора за приведених до коліс опору у трансмісії і порушення геометрії ходової частини мобільної машини.

Проведемо перетворення (4), отримаємо рівняння розрахунку прискорення агрегата:

$$\dot{V}_{\circ}(V) = \frac{P_{\delta \dot{y}\ddot{a}}}{m_{\circ}} - \frac{P_{\delta \circ}(V)}{m_{\circ}} - g [f(V) + f_{\delta \delta}(V)]. \quad (5)$$

Проаналізуємо праву частину рівняння (5). Величина

$$\dot{V}_{\circ}^{\dot{n}\ddot{a}, \delta}(V) = \frac{P_{\delta \dot{y}\ddot{a}}}{m_T} \quad (6)$$

є парціальним прискоренням, що виникає під час розгону сільськогосподарського агрегата за відсутності будь яких сил, окрім сили $P_{\delta \dot{y}\ddot{a}}$.

Парціальне прискорення

$$\dot{V}_{\circ}^{\delta \delta}(V) = - \frac{P_{\delta \delta}(V)}{m_{\circ}} \quad (7)$$

характеризує прискорення агрегата за відсутності тягової сили на ведучих колесах і опору коченню на усіх колесах трактора і дії тільки сили $P_{kp}(V)$.

Парціальне прискорення

$$\dot{V}_\delta^f(V) = -g[f(V) + f_{\delta,\delta}(V)] \quad (8)$$

являє собою прискорення сільськогосподарського агрегата під дією тільки сили опору коченню на колесах трактора.

Таким чином, рівняння (5) маємо змогу записати у вигляді суми парціальних прискорень

$$\dot{V}_T(V) = \dot{V}_T^{cb,p}(V) + \dot{V}_T^{kp}(V) + \dot{V}_T^f(V). \quad (9)$$

Прискорення мобільної машини складається із суми парціальних прискорень, які залежать від дії різних сил, що прикладені до неї і впливають на рух мобільної сільськогосподарської машини.

Із підвищенням напрацювання тракторів (рис.2) близько 3 тис. мото–годин, інтенсивність прискорення зменшується на 20...25%, при напрацюванні 6 тис. мото–годин відбувається зменшення майже до 50%. При тому, що інтенсивність розгону зменшується, характер кривої залежності прискорення залишається стабільним.

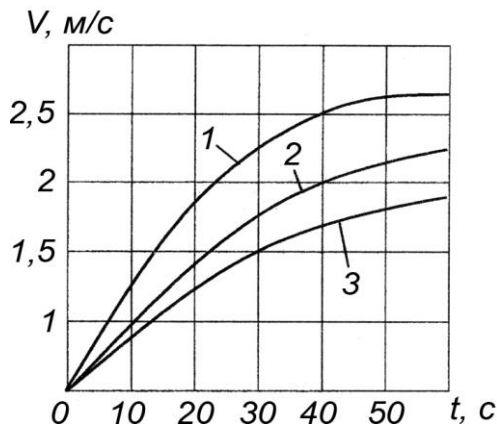


Рис.2. Графік часу розгону трактора в залежності від напрацювання: 1 – 500 мото–годин; 2 – 3000 мото–годин; 3 – 6000 мото–годин

Графік часу розгону і виходу мобільної сільськогосподарської машини в усталений режим дає змогу зробити висновок стосовно технічного стану енергетичної частини машини, сільськогосподарського знаряддя, а також з використанням певного

розрахунку надати рекомендації з покращення керованості і функціональної стабільності. Висновок і рекомендації з подальшого використання та технічного стану надаються на основі масиву даних занесених до пам'яті вимірювального комплексу з номінальними(паспортними) характеристиками мобільної машини.

Висновок. На прикладі оцінки тягових і енергетичних властивостей мобільних сільськогосподарських агрегатів показано можливості методу парціальних прискорень. Отримані залежності дозволяють дати оцінку керованості мобільних машин і за зміною інтенсивності виходу їх на усталений режим дійти висновку щодо напрацювання та технічного стану.

Література

1. Александров С.С. Автоматичне керування рухомими об'єктами і технологічними процесами / [Александров С.С., Козлов Е.П., Кузнецов Б.І.] - Том 1. Теорія автоматичного керування. Підручник – Х.: НТУ «ХП», 2002. – 490с.

2. Динамика транспортно–тягових и колесных и гусеничных машин / Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А., Самородов В.Б., Туренко А.Н. – Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. – 642с.

3. Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И., Бобошко А.А.] – Харьков.:Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403с.

4. Лебедев А.Т. Оценка управляемости мобильных машин методом парциальных ускорений/ [Лебедев А.Т., Артемов Н.П., Кот А.В., Подригало М.А.] // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. - Випуск 10. - Том 7, Матеріали міжнародної науково–практичної конференції ”Модельовання технологічних процесів в АПК”, Мелітополь, 2010. – С. 65–72.

5. Артьомов М.П. Щодо впливу зовнішніх сил на динаміку руху комбінованих сільськогосподарських машинно–тракторних агрегатів / М.П. Артьомов // Харків: Вісник ХНТУСГ, Тракторна енергетика в рослинництві. – 2007. – Випуск 60. – С. 32 – 40.

Рецензент д.т.н., проф. І.В. Морозов

УДК 622.331

© С.Ф. Бабарика, к.т.н.; Д.С. Русаков, А.С. Суховецький
Луцький національний технічний університет

МЕХАНІЗОВАНІ ТЕХНОЛОГІЇ ВНЕСЕННЯ ОРГАНІЧНИХ ДОБРИВ НА ОСНОВІ САПРОПЕЛЮ

В статті пропонуються нові технології внесення органічних та органо–мінеральних добрив на основі органічних сапропелів прісноводних озер Волинського регіону, а також конструктивні рішення основних робочих елементів і вузлів машин, які необхідні для виконання виробничого процесу.

САПРОПЕЛЬ, ДОБРИВА, ВНЕСЕННЯ, ПРОЦЕС.

Постановка проблеми. Для виробництва якісної і екологічно чистої сільськогосподарської продукції потрібне значне збільшення кількості органічних та органо–мінеральних добрив, а також капіталовкладення у створення і виробництво машин, необхідних для внесення в ґрунт згаданих добрив. Ефективність цих витрат залежатиме від того, наскільки ці нові машини будуть відповідати новому технологічному спрямуванню.

Сьогодні перевага надається таким універсальним машинам, які за рахунок швидкого і нескладного їх переналадження із заміною робочих органів та окремих вузлів можуть бути пристосовані до виконання необхідних на даний час польових робіт.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В останньому десятиріччі різко зменшилось виробництво та внесення в ґрунт органічних, органо–мінеральних і мінеральних добрив. За даними Мінагрополітики, в період між 1990 та 2000 роками кількість органічних добрив, які вносили в ґрунт аграрії, зменшилась у 12 разів – з 8,6 до 0,7 т/га [1, 2].

Продуктивність ґрунту (орної землі) визначає стан здорового сільського господарства; органічні добрива є продуктом розвинутого тваринництва, але ця галузь як в регіоні, так і в державі взагалі практично знищена, тому отримати оптимально необхідну кількість органічних добрив для орних земель практично неможливо.

Більше як 2/3 орних земель Волинської області відносяться до групи дерново–підзолистих, які характеризуються низькою родючістю, тому своєчасне внесення органічних або органо–мінеральних добрив є визначальним фактором в отриманні стабільних врожаїв.

До агрономічної сировини, що забезпечує відтворення родючості ґрунтів, відноситься сапропель, запаси якого на Волині складають майже 72,0 млн. т, але цей багатий потенціал до цього часу

не є задіяним у вирішенні складних стратегічних завдань розвитку сільськогосподарського виробництва регіону [3, 4].

Виробництво органо-мінеральних добрив – енергоємний та складний процес. Сучасні методи виготовлення добрив потребують удосконалення, яке полягає у зменшенні енерговитрат, зниженні собівартості обладнання та покращенні якості товарної фракції добрив.

Процес добування та переробки сапропелю вивчений недостатньо, тому створення комплексу машин добування сапропелю, промислової його переробки, а також внесення готових добрив у ґрунт є актуальним [6, 7, 8].

Мета дослідження. Метою даного дослідження є обґрунтування нових технологій внесення органічних та органо-мінеральних добрив на основі сапропелів в умовах Волинського регіону, а також запропонувати виробникам нові конструктивні рішення з метою створення і виробництва машин для внесення в ґрунт добрив за сучасними технологіями.

Результати дослідження. Всі сільськогосподарські культури для активного розвитку використовують поживні речовини через кореневу систему і листя; тому є два види споживання органічних та органо-мінеральних добрив: повітряний і ґрунтовий. Ці два види взаємопов'язані і не можуть бути в природі в природі роздільно тому, що коренева система забезпечує поживними речовинами листя та стебла, які, в свою чергу, забезпечують поживними речовинами кореневу систему.

Рослини в ґрунтових умовах споживають, в основному, неорганічні сполуки у вигляді іонів. Засвоєння поживних елементів розпочинається в кореневій системі. Діють три основних механізми поступлення поживних речовин на поверхню кореневої системи: безпосередньо контактний, масовий потік водою та дифузія. Встановлено, що для рослин характерна деяка ритмічність у споживанні поживних речовин (іонів) через кореневу систему – за добу відбувається 4–6 періодів споживання аніонів (нітрати, фосфати, сульфати) та катіонів (кальцію, калію). Кожен з них має один максимум та один мінімум. Ці ритми визначають фази збудження і гальмування – вони змінюють один одного в життєдіяльності рослин.

Основне внесення добрив традиційно відбувається розкиданням по поверхні поля з наступним загортанням їх у ґрунт ґрунтообробними знаряддями. Цей метод має такі загальновідомі недоліки:

- як мінімум, необхідно виконувати на полі дві незалежні технологічні операції – розкидання та загортання добрив у ґрунт. Це

означає збільшення часу, паливно–мастильних матеріалів та ін., тобто додаткові грошові витрати;

- вкрай нерівномірне (25% і більше) розкидання та загортання добрив у ґрунт – це також додаткові витрати;

- не завжди вчасне загортання добрив у ґрунт – це втрата поживних речовин – змиви під час дощу частини добрив у водойми та річки, а це вже питання екології навколишнього середовища;

- при цьому методі активно підживлюються також бур'яни, які проростають, в основному, у поверхневому шарі ґрунту глибиною не більше 5 см.

Враховуючи викладене, проблеми внесення добрив із згаданими недоліками залишаються і досі не вирішеними.

Науковцями ще за часів СРСР була запропонована схема (технологія) внесення добрив локальним методом за допомогою спеціальних машин або пристроїв, які виконують згадану технологію на задану глибину у вигляді стрічки або гнізд.

Після розпаду СРСР цією проблемою в Україні ніхто не займався. Основна причина: відсутність конструктивних рішень агрегатів і в цілому спеціальних машин, спроможних виконувати технології внесення добрив локальним методом.

Локальне внесення основного добрива та прикоренеve підживлення сільськогосподарських культур рекомендується проводити, в основному, стрічковим методом.

Нова технологія базується на використанні машин із спеціальними сошниками для внесення добрив безпосередньо в ґрунт; сошники з механічними, пневматичними або пневмомеханічними туковими апаратами розміщуються (встановлюються) на задану глибину; останні забезпечують рівномірне розподілення добрив між окремими сошниками.

Для виконання цих складних завдань потрібно виробляти органічні, органо–мінеральні та комплексні добрива промисловим методом по нових технологіях. Ці проблемні питання можна вирішити в умовах Волинського регіону з впровадженням спеціальних проектів та бізнес–план–проектів.

Тверді органічні добрива виготовляються на основі сапропелів, які промисловим методом добуваються з «мертвих» озер регіону.

Рідкі (напіврідкі) органічні та органо–мінеральні добрива також виробляються промисловим методом: це комплекс відгодівлі 400 голів великої рогатої худоби (Волинська м'ясна порода) на м'ясо, отримання біогазу та рідких (напіврідких) органічних і органо–мінеральних добрив.

Локальний метод внесення твердих органічних добрив можливо виконувати звичайними сівалками [6] шляхом висіву добрив та насіння в один ряд (рядкове удобрення) або спеціальними машинами (в Україні відсутні) – вони розділяють насіння і добрива, причому добрива розміщуються нижче насіння (2–3 см – дерново-підзолисті ґрунти та 5–6 см – чорноземи).

Внесення рідких (не менше 92% вологості) добрив на певну глибину у ґрунт на луках, пасовищах і староорних полях можна здійснювати локальним методом за допомогою агрегата АВВ–Ф–2,8; машини типу ПЖУ–5,0 (2,5) можуть виконувати технологічну операцію внесення в ґрунт рідких комплексних добрив – до складу машино-технологічного агрегата (МТА) входять трактори тягового класу: 1,4; 2,0; 3,0 [2, 7]. Ці комплекси та машини конструктивно складні як у виготовленні, так і в процесі експлуатації, тобто вони є великовитратними.

Для внесення твердих органічних і рідких (напіврідких) орґано-мінеральних добрив нами розроблені нові технологічні рішення – рис.1, 2, підготовлені пропозиції щодо конструктивних рішень спеціальних машин – модернізувати серійний розкидач РТД–14 (див. рис. 3) виробництва ПАТ «Ковельсільмаш», а також машину для локального внесення твердих і рідких добрив (див. рис. 4).

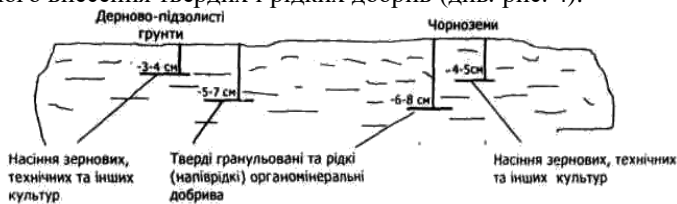


Рис. 1. Схема розташування в ґрунті твердих гранульованих або рідких (напіврідких) орґано-мінеральних добрив

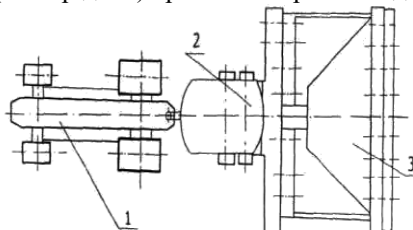


Рис. 2. Схема агрегата для внесення твердих гранульованих та рідких (напіврідких) орґано-мінеральних добрив: 1 – трактор; 2 – машина внесення рідких (напіврідких) або твердих гранульованих органічних добрив; 3 – посівна машина

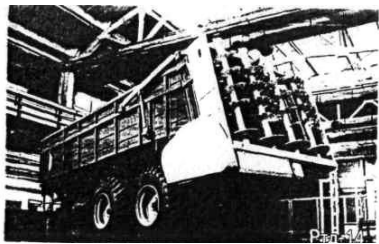


Рис. 3. Модернізований серійний розкидач РТД-14

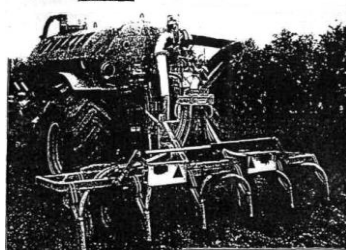


Рис. 4. Машина для локального внесення твердих і рідких добрив

Висновки. Проведений аналіз діючих технологій розкидання та внесення органічних добрив у ґрунт, з урахуванням якого запропоновано значно розширити впровадження у виробництво прогресивного локального методу внесення як твердих, так і рідких добрив на основі сапропелів. Визначені основні агротехнічні вимоги при конструюванні спеціальних машин необхідного технологічного спрямування, запропоновані виробникам конструктивні рішення.

Література

1. П.В. Сисолін. З бажанням зберегти родючість української землі та допомоги селянинові. Монарарія. – Кіровоград, 2009.
2. М.В. Бакум та інші. Сільськогосподарські машини. – Частина 1; 2; 3. – Харків, 2005.
3. М.Й. Шевчук. Сапропелі України: якість та перспективи використання. – Луцьк: Надстир'я, 1996.
4. Николаус Ремер. Органические удобрения. – М.: Аккор Информ Издат, 1994.
5. Садовая книжка Пфайфера. Сад и огород без химии. – М.: Летопись, 1991.
6. Способы внесения удобрений. - М.: Колос, 1976.
7. Марченко Н.М., Личман Г.И., Шебалкин А.Е. Механизация внесения органических удобрений. – М.: Агропромиздат, 1990.
8. Кореньков Д.А. Продуктивное использование минеральных удобрений. – М.: Россельхозиздат, 1985.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.374:631.362:633.1

© А.І. Бойко, д.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В.М. Савченко, к.т.н., В.Л. Куликівський

Житомирський національний агроекологічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ЗУСИЛЬ, ЩО ДІЮТЬ НА ПЕРИФЕРІЙНУ ЧАСТИНУ ВИТКА ШНЕКА

Визначено реакції сил та їх складових, що діють на елементарну площадку криволінійної ділянки поверхні зношування витка шнека. Аналіз зміни зусилля, що діє вздовж витка показав, що воно, як і осьове, залежить від граничної напруги руйнування зерна, коефіцієнта тертя та радіуса закруглення периферійної частини при зношуванні.

ШНЕК, ВИТОК, ЗУСИЛЛЯ, ПЕРИФЕРІЯ, ЗНОШУВАННЯ, ТЕРТЯ.

Постановка проблеми. В процесі експлуатації і зношування геометричні параметри гвинтового робочого органу змінюються в напрямку, насамперед, втрати початкової форми витка. Особливо це стосується периферійної його частини, що працює на максимальних радіусах обертання. В результаті поступово змінюється форма витка і, як наслідок, зазор між витком та кожухом шнека зростає.

Дослідження взаємодії зернових частинок в зазорі між кожухом і витком шнека з виявленням зусиль, що обумовлюють зношування робочих поверхонь, представляє самостійне наукове завдання важливе для подальшого пошуку шляхів підвищення довговічності даного робочого органу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Взаємодія зерна з гелікоїдною поверхнею шнекового робочого органу вивчена в багатьох дослідженнях, присвячених транспортуванню сипучих матеріалів [1–3]. Встановлені сили тертя, що діють на бокові поверхні, однак зношування цих поверхонь не є критичним стосовно працездатності шнеків і призводить тільки до зменшення товщини витків.

Частинка зерна переміщується вздовж осі шнека, виконуючи складний рух ковзання по поверхнях тертя з прокручуванням навколо власного центра мас. Це може продовжуватися до виникнення умов защемлення частинки в зазорі. А такі умови складаються внаслідок зношування робочої поверхні витка, стирання переднього кута взаємодії з зерною масою і виникнення щілини захвату частинки.

Механізм взаємодії зернини в зазорі суттєво змінюється при збільшенні зазору до розмірів близьких з геометричними параметрами частинки. Якщо умови защемлення склалися, то внаслідок відсутності переміщення частинки відносно кожуха відносна швидкість ковзання по витку збільшується, а тиск між частинкою і витком суттєво зростає, що і сприяє його інтенсивному зношуванню.

Мета досліджень. Визначити зусилля, що діють на периферійну частину витка шнека та обумовлюють зношування робочих поверхонь транспортера при переміщенні зернового матеріалу.

Результати досліджень. Виходячи з епори навантажень (рис. 1) [4] та розподілу сил, прикладених до елементарних площадок на різних характерних ділянках профілю витка [5], представляється можливість визначення реакцій сил і їх складових.

Так, для другої ділянки заокруглення кута профілю витка (рис. 1) елементарна реакція дорівнює:

$$dR = \sigma \cdot \delta^2 \cdot d\xi.$$

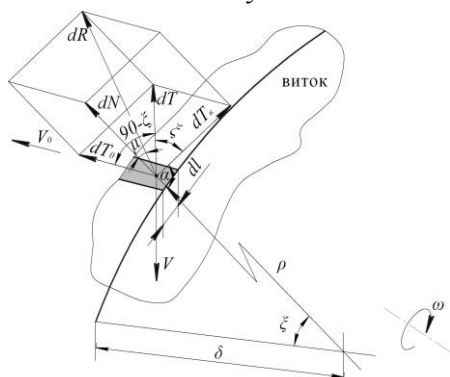


Рис. 1. Сили, що діють на елементарну площадку криволінійної ділянки поверхні зношування витка шнека

Однак при визначенні зусиль, що діють на виток, для правильного конструктивного його рішення більш важливим є встановлення складових реакції, направлених по осі шнека та вздовж витка. На підставі розкладень сил, представлених на рис. 1, можна записати:

$$dN = dR \cdot \cos \mu = \sigma \cdot \delta^2 \cdot \cos \mu \cdot d\xi.$$

Тоді сила тертя, що діє на елементарній ділянці, дорівнює:

$$dT = dN \cdot f = \sigma \cdot \delta^2 \cdot \cos \mu \cdot \operatorname{tg} \mu \cdot d\xi = \sigma \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot d\xi. \quad (1)$$

Складові сили тертя, що направлені по осі шнека та вздовж витка, зв'язані векторним рівнянням:

$$d\vec{T} = d\vec{T}_0 + d\vec{T}_a.$$

Відомо [6], що кут між вектором швидкості частинки V та складовою dT_0 дорівнює $90^\circ - \xi$. Так як сила тертя направлена протилежно руху, то для осьового зусилля, розглядаючи трикутник розкладення елементарної сили тертя (рис. 2), на підставі теореми синусів можна записати наступні співвідношення.

Для осьового зусилля:

$$\frac{dT}{\sin \alpha} = \frac{dT_0}{\cos(\alpha - \xi)}.$$

Для зусилля направлено вздовж витка:

$$\frac{dT}{\sin \alpha} = \frac{dT_a}{\cos \xi}.$$

Звідкіля для елементарного осьового зусилля маємо:

$$dT_0 = dT \cdot \frac{\cos(\alpha - \xi)}{\sin \alpha},$$

або, підставивши значення елементарної сили тертя з рівняння (1), запишемо:

$$dT_0 = \sigma \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos(\alpha - \xi)}{\sin \alpha} \cdot d\xi. \quad (2)$$

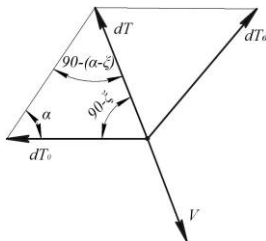


Рис. 2. Схема розкладення елементарної сили тертя на периферійній заокругленій частині витка шнека

Відповідно елементарне зусилля тертя, що діє вздовж витка, представляється рівнянням:

$$dT_a = dT \cdot \frac{\cos \xi}{\sin \alpha}.$$

Або після підстановки dT з (1) маємо:



$$dT_{\dot{a}} = \sigma \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos \xi}{\sin \alpha} \cdot d\xi. \quad (3)$$

Враховуючи, що згідно з прийнятою епюрою навантаження ділянка ²² витка складається з двох ділянок (a та δ), де напруження міняються за синусоїдальним законом відповідно до отриманих формул (5 та 6) [4], для елементарних зусиль тертя можна записати:

$$dT_{0a} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} (1 + \sin \xi) \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos(\alpha - \xi)}{\sin \alpha} \cdot d\xi; \quad \frac{\pi}{4} \geq \xi \geq 0, \quad (4)$$

$$dT_{0\delta} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} (1 + \cos \xi) \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos(\alpha - \xi)}{\sin \alpha} \cdot d\xi; \quad \frac{\pi}{2} \geq \xi \geq \frac{\pi}{4}, \quad (5)$$

$$dT_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} (1 + \sin \xi) \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos \xi}{\sin \alpha} \cdot d\xi; \quad \frac{\pi}{4} \geq \xi \geq 0, \quad (6)$$

$$dT_{\dot{a}\delta} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} (1 + \cos \xi) \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos \xi}{\sin \alpha} \cdot d\xi; \quad \frac{\pi}{2} \geq \xi \geq \frac{\pi}{4}. \quad (7)$$

Рішення рівняння (4) з виділенням змінних та постійних величин представляється у вигляді:

$$dT_{0a} = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos(\alpha - \xi)}{\sin \alpha} \cdot d\xi + \\ + \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \sin \xi \cdot \delta^2 \cdot \sin \mu \cdot \frac{\cos(\alpha - \xi)}{\sin \alpha} \cdot d\xi.$$

Якщо комплекс сталих величин позначити:

$$\frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \delta^2 \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} = A,$$

то скорочено можна записати:

$$dT_{0a} = A [\cos(\alpha - \xi) d\xi + \sin \xi \cdot \cos(\alpha - \xi) d\xi].$$

Або в інтегральній формі:

$$T_{0a} = A \left[\int_0^{\frac{\pi}{4}} \cos(\alpha - \xi) d\xi + \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \xi \cdot \cos(\alpha - \xi) d\xi \right]. \quad (8)$$

Позначивши інтеграли:

$$I_1 = \int_0^{\frac{\pi}{4}} \cos(\alpha - \xi) d\xi \quad \text{та} \quad I_2 = \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \xi \cdot \cos(\alpha - \xi) d\xi,$$

вирішимо їх відносно невідомої ξ :

$$\begin{aligned} I_1 &= \int_0^{\frac{\pi}{4}} \cos \alpha \cdot \cos \xi \cdot d\xi + \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \alpha \cdot \sin \xi \cdot d\xi = \\ &= \cos \alpha \int_0^{\frac{\pi}{4}} \cos \xi \cdot d\xi + \sin \alpha \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \xi \cdot d\xi = \\ &= \cos \alpha \cdot \sin \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} - \sin \alpha \cdot \cos \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} = \frac{1}{\sqrt{2}} [\cos \alpha - \sin \alpha \cdot (1 - \sqrt{2})]. \end{aligned} \quad (9)$$

Інтеграл I_2 записується наступним чином:

$$I_2 = \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \xi \cdot \cos \alpha \cdot \cos \xi \cdot d\xi + \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \alpha \cdot \sin^2 \xi \cdot d\xi.$$

Перша складова інтегралу I_2 може бути вирішена шляхом наступної підстановки:

$$\begin{aligned} \sin \xi &= \lambda \\ \cos \xi \cdot d\xi &= d\lambda. \end{aligned}$$

Тоді:

$$\cos \alpha \int_0^{\frac{\pi}{4}} \lambda \cdot d\lambda = \cos \alpha \frac{\lambda^2}{2} \Big|_0^{\frac{\pi}{4}}.$$

Зворотною підстановкою маємо:

$$\cos \alpha \cdot \frac{1}{2} \sin^2 \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} = \frac{1}{4} \cos \alpha. \quad (10)$$



Друга складова інтеграла I_2 згідно з таблицями інтегралів [7] дорівнює:

$$\sin \alpha \left[\frac{1}{2} \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} - \frac{1}{4} \sin 2\xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} \right] = \frac{\pi - 2}{8} \cdot \sin \alpha. \quad (11)$$

Підставляючи отримані значення складових (10 та 11) для інтеграла I_2 , маємо:

$$\begin{aligned} I_2 &= \frac{1}{2} \cos \alpha \cdot \sin^2 \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} + \sin \alpha \left[\frac{1}{2} \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} - \frac{1}{4} \sin 2\xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} \right] = \\ &= \frac{1}{4} \left[\cos \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \cdot \sin \alpha \right]. \end{aligned} \quad (12)$$

Зворотною підстановкою постійної A у вираз (8) визначаємо осьову складову сили тертя на ділянці a витка шнека:

$$\begin{aligned} T_{0a} &= \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \delta^2 \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} \left\{ \frac{1}{2} \cdot \sqrt{2} \left[\cos \alpha - (1 - \sqrt{2}) \cdot \sin \alpha \right] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{4} \left[\cos \alpha + \left(\frac{\pi}{2} - 1 \right) \cdot \sin \alpha \right] \right\}. \end{aligned} \quad (13)$$

За аналогією з попереднім для ділянки \acute{a} криволінійного профілю периферійної частини витка використовуючи (5) запишемо:

$$dT_{0\acute{a}} = A \left[\int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos(\alpha - \xi) \cdot d\xi + \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \xi \cdot \cos(\alpha - \xi) \cdot d\xi \right]. \quad (14)$$

Перший інтеграл вирішено раніше (9), але в інших межах зміни кута ξ . Для ділянки \acute{a} маємо:

$$\begin{aligned} I_{1,2} &= \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos(\alpha - \xi) \cdot d\xi = \cos \alpha \cdot \sin \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} - \sin \alpha \cdot \cos \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sqrt{2} - 1) \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right]. \end{aligned} \quad (15)$$

Другий інтеграл рівняння (14) представляється наступним перетворенням та рішенням:

$$\int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \xi \cdot \cos(\alpha - \xi) d\xi = \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \xi \cdot \cos \alpha \cdot \cos \xi d\xi + \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \xi \cdot \sin \alpha \cdot \sin \xi d\xi. \quad (16)$$

Перша складова згідно з [7] дорівнює:

$$\begin{aligned} \cos \alpha \cdot \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \xi d\xi &= \cos \alpha \left[\frac{1}{2} \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} + \frac{1}{4} \sin \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \right] = \\ &= \left(\frac{\pi}{4} + 1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (17)$$

Друга складова виразу (16) вирішена раніше методом підстановки згідно з (10), але в інших межах зміни кута ξ . В даному випадку маємо:

$$\sin \alpha \int_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \cos \xi \cdot \sin \xi d\xi = \frac{1}{2} \sin \alpha \cdot \sin^2 \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} = \frac{1}{4} \sin \alpha. \quad (18)$$

Таким чином другий інтеграл підставляючи (17 та 18) дорівнює:

$$I_{2.2} = \left(\frac{\pi}{4} + 1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \cdot \cos \alpha + \frac{1}{4} \sin \alpha$$

Вносячи значення постійної A та отриманих складових, як попередньо вирішених інтегралів, в рівняння (14) для другої частини a криволінійної ділянки витка маємо:

$$\begin{aligned} T_{0a} &= \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \delta^2 \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} \left\{ \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sqrt{2} - 1) \cdot \cos \alpha + \sin \alpha \right] + \right. \\ &\quad \left. + \left(\frac{\pi}{4} + 1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \cdot \cos \alpha + \frac{1}{4} \sin \alpha \right\}. \end{aligned} \quad (19)$$

Загальна осьова сила тертя, що діє на периферійній криволінійній ділянці профілю витка шнека, дорівнює сумі:

$$T_0 = T_{0a} + T_{0d}.$$

Підставляючи складові маємо:

$$T_0 = \frac{\sigma_0}{1 + \frac{1}{\sqrt{2}}} \cdot \delta^2 \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha} \left[\left(1 + \frac{\pi}{8} \right) \sin \alpha + \left(\frac{5}{4} + \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \cos \alpha + \frac{\pi}{4} + 1 \right]. \quad (20)$$

Таким чином, отримано рівняння для визначення осьового зусилля тертя при защемленні частинки зерна в зазорі між витком та кожухом шнека. Дія цього зусилля і є основним фактором руйнування частинок в зазорі, а можливість його зменшення визначає шлях до зниження пошкоджень зернової маси при її транспортуванні та перемішуванні шнековими робочими органами.

Другою важливою складовою зусилля тертя є складова, що діє вздовж витка шнека. Вона може бути визначена з рівнянь (6 та 7) за аналогією із попереднім вирішенням осьової складової. Так, для першої ділянки зміни кута ξ в межах від 0 до $\frac{\pi}{4}$ маємо:

$$dT_{\dot{a}\dot{a}} = A(1 + \sin \xi) \cdot \cos \xi d\xi,$$

звідкіля:

$$dT_{\dot{a}\dot{a}} = A(\cos \xi d\xi + \sin \xi \cdot \cos \xi d\xi),$$

або:

$$T_{\dot{a}\dot{a}} = A \left(\int_0^{\frac{\pi}{4}} \cos \xi d\xi + \int_0^{\frac{\pi}{4}} \sin \xi \cdot \cos \xi d\xi \right).$$

Вирішення інтегралів дає:

$$T_{\dot{a}\dot{a}} = A \left(\sin \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} + \frac{1}{2} \sin^2 \xi \Big|_0^{\frac{\pi}{4}} \right). \quad (21)$$

Підставляючи значення постійної A та границь інтегрування для ділянки a , запишемо:

$$T_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{\sqrt{2} + \frac{1}{2}}{2 + \sqrt{2}} \cdot \sigma_0 \cdot \delta^2 \frac{\sin \mu}{\sin \alpha}. \quad (22)$$

Для другої ділянки \dot{a} з рівняння (7) маємо:

$$dT_{\dot{a}\dot{a}} = A(1 + \cos \xi) \cos \xi d\xi.$$

Розпишемо по складових:

$$dT_{\dot{a}\dot{a}} = A(\cos \xi d\xi + \cos^2 \xi d\xi).$$

В інтегральній формі рівняння представляється наступним чином:

$$T_{\dot{a}\dot{a}} = A \left(\sin \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} + \frac{1}{2} \xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} + \frac{1}{4} \sin 2\xi \Big|_{\frac{\pi}{4}}^{\frac{\pi}{2}} \right). \quad (23)$$

Після підстановки значення A та границь інтегрування маємо:

$$T_{\dot{a}\dot{a}} = \frac{3 - \sqrt{2} + \frac{\pi}{2}}{2 + \sqrt{2}} \cdot \sigma_0 \cdot \delta^2 \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha}. \quad (24)$$

Загальна сила тертя, що діє в напрямку витка шнека, дорівнює сумі сил тертя по окремих ділянках:

$$T_a = T_{\dot{a}\dot{a}} + T_{\dot{a}\dot{a}}.$$

Підставляючи значення запишемо:

$$T_a = \sigma_0 \cdot \delta^2 \left[\frac{\frac{1}{2}(4 + \pi)}{2 + \sqrt{2}} \right] \cdot \frac{\sin \mu}{\sin \alpha}. \quad (25)$$

Для раціональної конструктивної побудови найбільш відповідальної частини робочої поверхні шнека – периферії витка важливо проаналізувати зусилля, що діють на неї.

Безпосередньо ці зусилля, які виникають в зазорі між витком та кожухом, обумовлюють руйнування частинок зерна і призводять до інтенсифікації зношування периферії витка.

Осьове зусилля навіть при проковзуванні частинки все рівно сприяє її затягуванню в зазор і зростанню напруг до межі руйнування $\sigma \rightarrow \sigma_0$. Загальна величина цього зусилля зростає зі збільшенням радіуса закруглення кута периферійної частини витка при його зношуванні $\rho \rightarrow \delta$ і досягає максимуму, якщо $\rho = \delta_0$, тобто коли криволінійна ділянка охоплює всю ширину витка. Очевидно, бажаним було б при розробці шнеків створити умови, за яких зростання радіуса заокруглення ρ було б мінімальним. Це можливо шляхом надання периферії витка відповідної форми (рис. 3, а, б).

Нарощування форми витка в напрямку осьового переміщення маси, що транспортується (рис. 3, а), сприяє створенню припуску його

матеріалу як запасу на зношування, що тим самим стабілізує інтенсивність процесу зношування без зростання величини зазору з кожухом. Безумовно, така конструкція гелікоїдної поверхні шнека складніша в технології її виготовлення, але направлена на вирішення проблеми підвищення довговічності гвинтових транспортерів конструктивним методом.

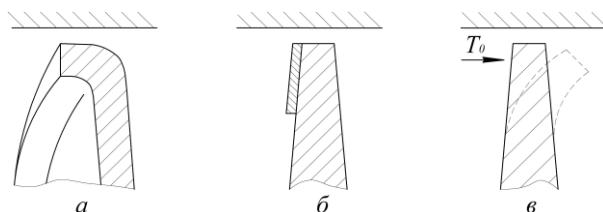


Рис. 3. Схеми варіантів конструктивно–технологічних рішень витків направлених на підвищення їх довговічності: а – запас на зношування; б – наплавлення периферійної частини; в – полімерні відгинаючі витки

Подібний ефект, але шляхом нанесення додаткового шару матеріалу досягається при зміцненні периферії витка шнека (рис. 3, б). В даному випадку, крім використання конструктивного фактора (збільшення товщини робочої частини шнека), доцільно знизити інтенсивність зношування та підвищити довговічність витка за рахунок застосування зносостійкого матеріалу наплавки. Тобто в даному випадку можлива реалізація комбінованого конструктивно–технологічного методу.

З рівняння (20) видно, що осьова сила тертя збільшується зі збільшенням коефіцієнта тертя зерна по сталі. Це природно відображає фізику контактної взаємодії частинок зерна з деталями робочого органу в зазорі.

Вплив кута нахилу витка α на величину осьової сили достатньо складний і може бути проаналізований при побудові відповідної графічної залежності (рис. 4, крива 1). Як видно з графіка збільшення кута нахилу витка викликає зменшення осьового зусилля. Це відповідає реальній картині роботи шнека, коли зі збільшенням кута нахилу виток все більше розвертається до положення перпендикулярного відносно осі обертання, а значить і виконує меншу роботу з переміщення зернової маси в осьовому напрямку.

Дані про характер зміни осьової сили та вплив на неї основних параметрів можуть бути використані при проектуванні шнекових робочих органів із гнучких полімерних матеріалів. Закордонна

практика експлуатації шнеків вказує на доцільність розробки полімерних гвинтових транспортерів, витки яких при перевантаженнях в зазорах з кожухом мають можливість відгинатися (рис. 3, в), запобігаючи руйнуванню зерна та інтенсивному зношуванню власної периферійної частини.

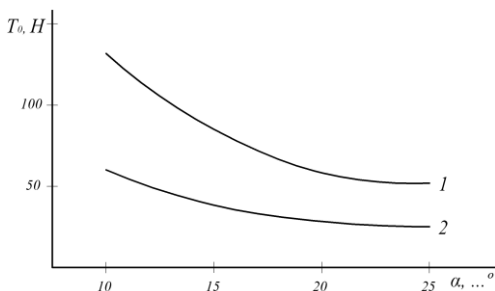


Рис. 4. Залежність зміни осьового зусилля (1) і зусилля, що діє вздовж витка (2), від кута нахилу витка

Аналіз зміни зусилля, що діє вздовж витка (рис. 4, крива 2) показує, що воно, як і осьове, залежить від граничної напруги руйнування зерна, коефіцієнта тертя та радіуса закруглення периферійної частини при зношуванні. Тому всі приведені вище конструкторсько-технологічні заходи, що направлені на підвищення довговічності витків шнеків, справедливі і в даному випадку.

Висновки:

1. Отримано рівняння (20) для визначення осьового зусилля тертя при защемленні частинки зерна в зазорі між витком та кожухом шнека. Дія цього зусилля і є основним фактором руйнування частинок в зазорі.

2. Осьова сила тертя збільшується зі збільшенням коефіцієнта тертя зерна по сталі.

3. Залежність (рис. 4) має нелінійний характер і показує поступове зменшення сили при збільшенні кута нахилу витка. За абсолютним значенням на всьому інтервалі зміни кута нахилу зусилля, що діє вздовж витка, приблизно в два рази менше за осьове.

Література

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: УСХА, 1960. – 216 с.

2. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы

сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатынский. – Львов: Выща шк. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 176 с.

3. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ...докт. техн. наук: 05.20.01, 05.05.05 / Роман Михайлович Рогатинський. – К., 1997. – 502 с.

4. Бойко А.І. Особливості навантаження і розподіл зношування поверхонь витків шнекових робочих органів / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський // Вісник ЖНАЕУ. – 2011. – № 1.

5. Бойко А.І. Дослідження динаміки зношування периферійної частини витка шнекового робочого органу / А.І. Бойко, В.М. Савченко, В.Л. Куликівський // Науково-виробничий журнал: Техніка і технології АПК. – 2011. – № 5.

6. Гячев Л.В. Теория лемешно-отвальной поверхности / Л.В. Гячев // Труды АЧИМСХ. – зерноград: АЧИМСХ, 1961. – С. 19–21.

7. Прудников А.П. Интегралы и ряды / А.П. Прудников, Ю.А. Брычков, О.И. Маричев. – М.: Из-во Наука, 1981. – 197 с.

Рецензент д.т.н., проф. І.Г. Грабар

УДК 633.63:631.35

© А.М. Борис

Національний університету біоресурсів і природокористування України

ОБҐРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНОГО ДІАПАЗОНУ КОПІРНОГО ЗРІЗУ ГИЧКИ ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ

Розроблено математичну модель робочого процесу видалення гички за допомогою комбінованого зрізу. Визначено втрати цукроносної маси та залишків гички при різних агрофізичних характеристиках посіву і технологічних параметрах робочого органу. В результаті теоретичних розрахунків виявлено можливість зменшення діапазону копірного зрізу.

КОПІР, ГИЧКА, ЗРІЗ, ЦУКРОВИЙ БУРЯК.

Постановка проблеми. Перевагами копірного зрізу перед безкопірним є краща якість відокремлення гички. Недоліком копірного зрізу є складність його конструктивної реалізації та обмеженість поступальної швидкості руху машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Чітко прослідковується тенденція до застосування у переважній більшості бурякозбиральних машин ведучих світових фірм Holmer, Ropa, Kleine, Mogeau та ін. попереднього безкопірного зрізу гички високовиступаючих коренеплодів, безкопірного зрізу низьковиступаючих (на величину початкового зазору між копіром та ножем) та копірного дообрізання тільки середньовиступаючих головок коренеплодів. Зменшення діапазону копірного зрізу коренеплодів зменшує інерційні зусилля в робочому органі та динамічні навантаження на коренеплід, покращує точність копіювання головок коренеплодів та якість зрізу.

Постановка завдання. На даний час відсутнє наукове обґрунтування раціональних параметрів безкопірного зрізу низько– і високовиступаючих коренеплодів та копірного зрізу середньовиступаючих коренеплодів (комбінованого зрізу). Тому необхідно розробити методику розрахунку втрат цукроносної маси та залишків гички при комбінованому зрізі, визначити його раціональні технологічні параметри.

Виклад основного матеріалу дослідження. На основі даних досліджень В.М. Булгакова, Л.В.Погорілого, М.М.Зуєва, С.А.Топоровського [2, 3] нами проведено теоретичне моделювання процесу безкопірного зрізу [1] (автор брав участь у розробці алгоритму та програми розрахунку).

Узагальнимо допущення, прийняті при моделюванні. Поверхня ґрунту ідеально рівна, інерційні коливання робочого органу відносно поверхні ґрунту відсутні, поверхня зрізу головки коренеплоду горизонтальна і рівна, рівень зрізу всіх головок коренеплодів паралельний поверхні ґрунту. Коренеплоди за розташуванням головки і гички відносно поверхні поля поділяються на три групи: вершина головки та гичка розташована над рівнем ґрунту; вершина головки розташована над рівнем ґрунту, а основа зелених листків гички нижче рівня ґрунту; вершина головки та основа зелених листків знаходяться нижче рівня ґрунту. Основні параметри головок коренеплодів та гички знаходяться у функціональній залежності від висоти їх виступання над рівнем ґрунту, яка є випадковою величиною і розподіляється за нормальним законом. Головки коренеплодів мають форму зрізаного конуса і максимальний діаметр коренеплодів розташований нижче рівня ґрунту. Основні параметри коренеплоду знаходяться у лінійній залежності від висоти виступання головок коренеплодів. Пучок гички біля головки коренеплоду має циліндричну форму.

В основу алгоритму розрахунку втрат цукроносної маси B та залишків гички G покладені формули:

$$G = N \sum_{i=1}^n \left\{ \rho_a \left(\frac{\pi \cdot h_{\zeta} \cdot d_{\zeta e}}{4} - \frac{\pi \cdot h_{\zeta} \cdot d_{\zeta e}^2 + d_{\zeta e} \cdot d_{\zeta} + d_{\zeta}^2}{12} \right) \right\} \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3k} \sum_{j=0}^k c_j \cdot f(h) \right),$$

$$B = N \sum_{i=1}^n \left\{ \rho \left(\frac{\pi \cdot h_{\zeta e} \cdot d_{\zeta e}^2 + d_{\zeta e} \cdot d_{\zeta} + d_{\zeta}^2}{12} \right) \right\} \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3k} \sum_{j=0}^k c_j \cdot f(h) \right),$$

де N – кількість коренеплодів на одному гектарі; h – висота виступання головки коренеплоду над рівнем ґрунту; $f(h)$ – щільність нормального розподілу випадкової величини h ; h_{3k} – висота копірного зрізу; h_3 – висота зрізаного циліндра гички; d_{3l} – діаметр жмуга гички; d_3 – діаметр головки коренеплоду в площині зрізу; ρ_e, ρ – відповідно, густина гички і коренеплоду; n – кількість інтервалів у проміжку $[m-3\sigma; m+3\sigma]$; k – кількість інтервалів: $k = 2U$; $U=1,2,3,4,\dots$; c_j – коефіцієнт при значеннях підінтегральної функції у відповідних точках, $c_j = 1,2,3,4,2,4,\dots,2,4,1$.

При комбінованому зрізі необхідно визначити наступні параметри: h_1 – межу між безкопірним зрізом низьковиступаючих коренеплодів і копірним зрізом середньовиступаючих коренеплодів, h_2 – межу між копірним зрізом і безкопірним зрізом високовиступаючих коренеплодів і h_{3k} – товщину копірного зрізу головок коренеплодів. Значення невідомих h_1 , h_2 і h_{3k} визначимо такою їх комбінацією, яка забезпечить суттєве зменшення копірного діапазону при відходах цукроносної маси та залишках гички, близьких до вимог стандарту.

Перед початком розрахунку задамо вихідні значення. Параметри коренеплоду: $\alpha = 30^\circ$; $a = 0,36$; $b = 16$ мм; $c = 0,11$; $n = 10$ мм. Параметри посіву: $Q = 50$ м/га; $N=100000$ шт; $\rho_e = 900$ м³; $\rho = 1100$ м³; $t = 60$ мм; $\sigma=20$ мм. Технологічні параметри робочого органу: $h_{3k}=10; 20; 30; 40$ мм.

Після цього послідовно розраховуємо залишки гички та відходи цукроносної маси для інтервалів $[m-3\sigma; h_1]$, $[h_1; h_2]$, $[h_2; m+3\sigma]$. В інтервалі висот виступання $[m-3\sigma; h_1]$ розрахунок проводимо за алгоритмом безкопірного зрізу з нульовою висотою проходження площини зрізу (всі коренеплоди даного інтервалу висот виступання зрізаємо на рівні ґрунту). В інтервалі $[h_1; h_2]$ розрахунок проводимо за алгоритмом копірного зрізу із заданою висотою зрізу h_{3k} . В інтервалі $[h_2; m+3\sigma]$ розрахунок проводимо за алгоритмом безкопірного зрізу з висотою зрізу h_2 . Після цього підсумовуємо відходи цукроносної маси та залишки гички для всього інтервалу висот виступання головок

коренеплодів. Вищезгаданий алгоритм розрахунку повторюємо для всіх комбінацій параметрів h_1 , h_2 , і $h_{зк}$.

Вибір параметрів комбінованого зрізу h_1 , h_2 і $h_{зк}$ обґрунтуємо за графіками ліній однакових значень. Один з варіантів розрахунку зображено на рис.

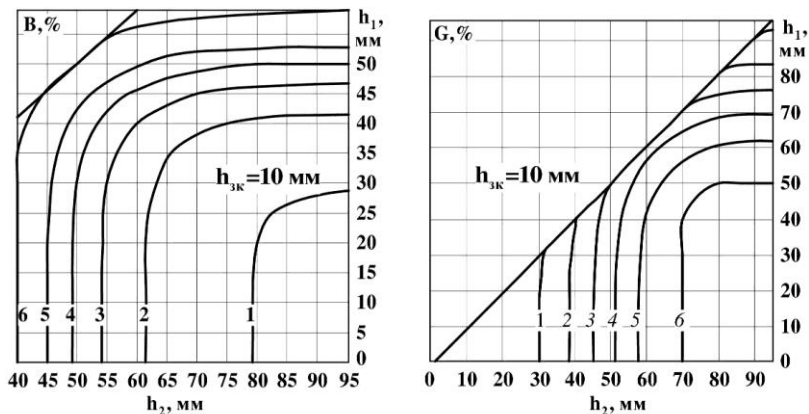


Рис. Втрати цукронової маси та залишків гички при комбінованому зрізі (1 – 1%, 2 – 2%, 3 – 3%, ...)

Вимоги стандарту за втратами цукронової маси будуть виконуватися при наступних технологічних параметрах робочого органу: $h_{зк}=10$ мм, $h_1=35$ мм, $h_2=65$ мм. Залишки гички в даному випадку будуть складати 5,5...6 %. При $h_{зк}=20$ мм, $h_1=35$ мм, $h_2=65$ мм мінімальні втрати цукронової маси збільшаться до 2,5... 3%, але залишки гички зменшаться до 4...4,5%. При $h_{зк}=30$ мм мінімальні втрати цукронової маси 4,5... 5% будуть при $h_1=40$ мм, $h_2=55$ мм, а залишки гички складуть 3...3,5 %. При $h_{зк}=40$ мм мінімальні втрати цукронової маси 6... 6,5% будуть при $h_1=45$ мм, $h_2=50$ мм, а залишки гички становитимуть 2...2,5 %.

Вимоги стандарту за втратами цукронової маси будуть виконуватися тільки при висоті копірного зрізу $h_{зк}=10$ мм. Щоби дотриматися вимог стандарту за вмістом гички у воросі коренеплодів, необхідно збільшувати значення $h_{зк}$ до 40мм. Але, враховуючи наступну інтенсивну дію викопувально-очисних робочих органів на коренеплоди, слід очікувати дотримання вимог стандарту за забрудненням гичкою при менших значеннях висоти копірного зрізу.

Висновки. В результаті теоретичних розрахунків виявлено, що при раціональних параметрах комбінованого зрізу діапазон копірного

зрізу можливо зменшити у 3–4 рази. Це знизить інерційно–динамічні навантаження в системі «робочий орган–коренеплід», покращить копіювання головок коренеплодів та якість зрізу при підвищеній поступальній швидкості руху машини.

Література

1. Бендера І.М., Борис М.М., Борис А.М. Обґрунтування способу та конструкції машини для відокремлення гички від коренеплодів цукрових буряків // Вісник Львівського нац. аграр. у–ту : Агроінженерні дослідження. – Львів: ЛНАУ, 2008. – №12(2). – 762 с.
2. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. – К.: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
3. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В., Свеклоуборочные машины: История, конструкция, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Булгаков

УДК 631.365

© І.В. Боць

Луцький національний технічний університет

НАПРЯМКИ ВИКОРИСТАННЯ СОЛОМИ

У статті представлено перспективні напрямки використання соломи сільськогосподарських культур в Україні та світі.

СОЛОМА, ДОБРИВО, СОЛОМ'ЯНІ ТЮКИ, ПЕЛЛЕТИ, СУБСТРАТ.

Постановка проблеми. Україна щорічно виробляє до 50 млн т зернових і зернобобових культур. Це означає, що солома як побічний продукт, приблизно виробляється у тих самих обсягах. Солома в основному використовується для удобрення ґрунтів і у тваринництві, решта, а це близько 20–40% соломи, можна щорічно використовувати для подальшої переробки [1]. Тому актуальними є дослідження, спрямовані на визначення перспективних напрямків використання соломи в Україні.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У господарствах України, як правило, солому спалюють на полях, а невеликі її обсяги

використовують у тваринництві. Використання соломи для підстилки тваринам зменшилось в останні роки із впровадженням на фермах систем гідрозмиву.

Використання соломи та рослинних решток сільськогосподарських культур у якості добрива набуло особливого поширення в країнах з розвинутою економікою [1,4], набуває воно поширення і в Україні. Обумовлено це тим, що в сучасних умовах при обмеженому внесенні в ґрунт органічних і мінеральних добрив підтримання балансу гумусу на відносно задовільному рівні можливе лише за умов застосування післяжнивних рослинних решток польових культур, зокрема соломи озимих колосових культур. За даними ННЦ “Інститут ґрунтознавства та агрохімії ім. О.Н. Соколовського”, в Україні зараз щорічні втрати гумусу сягають 0,5 т/га ріллі. У той же час є можливість за рахунок використання соломи та рослинних решток повертати в ґрунт на кожний гектар 15–20 кг азоту, 8–10 кг фосфору і 30–40 кг калію. Використовуючи 17–20 млн т соломи в якості органічних добрив можна заощаджувати щорічно 100 тис т азоту, 70 тис т фосфору та 250 тис. т калію.

Відповідно до вимог агротехніки науковими установами інженерного профілю спільно з конструкторськими організаціями розроблено технічні засоби для подрібнення соломи та рослинних решток, розподілу їх по поверхні поля і загортання у ґрунт на задану глибину. Використання цих розробок дає можливість збирати солому у причепи або подрібнювати і розподіляти її по поверхні поля з наступним заорюванням або загортанням у ґрунт.

Мета роботи полягає у визначенні перспективних напрямків використання соломи

Результати досліджень. Одним із способів використання соломи є її спалювання з метою отримання тепла для централізованого теплопостачання [1]. Реалізація способу забезпечується автономними незалежними системами опалення. Такі системи можуть використовуватись як для приватних будинків, так і для великих житлових комплексів.

Солома також може використовуватись як будівельний матеріал у вигляді солом’яних тюків вагою до 20 кг та оздоблювальних плит [1]. Будівництво з солом’яних тюків поширено в США і в багатьох країнах Європи. Це пов’язано з тим, що солом’яні тюки мають хороші структурні, тепло– та звукоізоляційні властивості, вони стійкі до вологи та вогню. Цей досвід будівництва з соломи може бути використаний і в Україні.

Солома є новим вторинним енергетичним ресурсом, який утворюється у вигляді побічного продукту основного виробництва різних сільськогосподарських культур. Тому ще одним перспективним напрямком її використання є виробництво пеллетів та брикетів [1–3], що є альтернативним видом палива з відновлювальних джерел.

Використання соломи у якості добрива має велике екологічне значення [1]:

- утилізується значний об'єм органічної речовини, що мінералізується в ґрунті, елементи продуктів напіврозпаду цілком поглинаються ґрунтовим комплексом;

- солома повторно включається до кругообігу мінерального і органічного живлення рослин для формування нової біомаси і вирощування нового врожаю;

- солома, розкладаючись у ґрунті протягом тривалого часу, не забруднює його високими концентраціями нітратного азоту, органічним фосфором і калієм;

- сталий баланс надходження до ґрунту і витрат елементів живлення рослинами із соломи виключає вивимання рухомих елементів і винос їх із поверхневим стоком у водойми;

- рівномірно розкидана в полі солома в спекотний літній час захищає ґрунт від пересихання і ущільнення;

- внесення соломи в ґрунт сприяє розвитку ґрунтової фауни, що призводить до підвищеної активності бактерій, дощових черв'яків та інших живих організмів, які сприяють поліпшенню агрохімічних і фізичних властивостей ґрунту.

Широко відомі способи виробництва з соломи субстрату для промислового вирощування їстівних грибів [4]. Плодові тіла грибів багаті білковими речовинами, вміщують всі незамінні для харчування людини амінокислоти, велику групу вітамінів та інші цінні речовини, що в значній мірі впливає на вирішення проблеми забезпечення населення високоякісним білком. Найновішими дослідженнями встановлено, що гриби мають лікувальні властивості, виводять з організму людини важкі метали, канцерогенні речовини, шлаки.

Висновок. В Україні перспективними напрямками використання соломи є: спалювання з метою отримання тепла для централізованого теплопостачання; виробництво солон'яних тюків для будівельної галузі; виробництво екологічно чистого пального – пеллетів та брикетів; використання у якості добрива; виробництво з соломи субстрату для промислового вирощування грибів.

Література

1. Кузнецова А. Використання соломи в Україні – можливості та перспективи: Німецько-український аграрний діалог. Інститут економічних досліджень та політичних консультацій. Серія консультативних робіт [AgPP №31]. – Київ, 2010. – 24 с.

2. Производство топливных брикетов из растительных отходов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.bio-briquette.com>

3. Использование установки брикетирования УБО–2 для решения проблем утилизации растительных отходов [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.evrobriket.ru>

4. Голуб Г.А. Механіко-технологічне обґрунтування засобів для агропромислового виробництва істівних грибів: Дис. ...д-ра техн. наук: 05.05.11. – Глеваха, 2005. – 422 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.3.004.15

© О.І. Буря, проф., Ю.В. Армашов, к.т.н., І.В. Рула
Дніпропетровський держаний аграрний університет

**ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ ДЕТАЛЕЙ ІЗ
ВУГЛЕПЛАСТИКІВ В ПАРАХ ТЕРТЯ ГІДРООБ'ЄМНИХ
ПЕРЕДАЧ**

Проаналізована робота гідрооб'ємних передач ГСТ–90, ГСТ–112. Розглядаються шляхи підвищення показників їх технічного рівня за рахунок виготовлення окремих деталей рухомих з'єднань з вуглепластика на основі фенілону.

**ГІДРООБ'ЄМНІ ПЕРЕДАЧІ, ДЕТАЛІ РУХОМИХ З'ЄДНАНЬ,
ПАРИ ТЕРТЯ, ВУГЛЕПЛАСТИК.**

Постановка проблеми. Гідрооб'ємні передачі ГСТ–90(ГСТ–1.12) широко використовуються в різних типах сільськогосподарських комбайнів, дорожніх машин та іншій техніці. Основними перевагами гідрооб'ємних передач аксально–поршневого типу є:

– безступінчастість регулювання і плавність передачі крутного моменту;



- можливість виключення основних елементів механічної трансмісії (коробки передач, роздавальної коробки, центральної передачі, диференціалів та карданних передач);
- незалежність компоновки агрегатів гідروоб'ємної передачі;
- можливість керування трансмісією персоналом низької кваліфікації та ін.

До основних недоліків гідрооб'ємної передачі необхідно віднести:

- більш низький загальний ККД її серійних зразків порівняно зі звичайною механічною ступінчастою трансмісією та недостатню експлуатаційну надійність;
- підвищені вимоги до культури виробництва, ремонту і особливо при складанні.

Кіровоградським заводом „Гідросила” накопичений певний досвід серійного виробництва, експлуатації та сервісного обслуговування гідрооб'ємних передач аксіально-поршневого типу „ГСТ-90” і „ГСТ-112”.

В результаті цього були виявлені основні спряження агрегатів трансмісії, які визначають низьку її експлуатаційну надійність та відносно низький коефіцієнт корисної дії, а саме:

- приставне дно-розподільник;
- п'яти плунжерів-опорні поверхні похилої шайби гідродвигуна та опорної пластини люльки;
- плунжери-втулки блоків циліндрів (гідродвигуна і гідронасоса).

Основними причинами порушення гідростатичного мащення у вузлах тертя гідрооб'ємної трансмісії є:

- недостатня жорсткість вузла люльки та певні форми її коливань (встановлення її на цапфах за допомогою конічних підшипників);
- дія на п'яти плунжерів з притискним диском значних відцентрових та інерційних сил (особливо на транспортних режимах руху комбайна);
- порушення гідростатичного мащення, яке впливає на додаткові витрати масла через опори (п'яти) плунжерних пар і при перекошуванні однієї робочої поверхні відносно іншої, призводить до високого крайового тиску та руйнування масляного шару, що, як результат, приводить до зносу деталей спряження та ін.

Зміна кольору деяких деталей спряжень (п'ят плунжерів, втулок блоків циліндрів, приставного дна) виникає від дії високих

температур та хімічних реакцій на їх поверхнях, і як результат знос та деформації цих деталей.

Умови роботи гідростатичних підшипників також порушувалися перехідними процесами, резонансними коливаннями блоків циліндрів на замикаючих пружинах та певними формами коливань люльки. Все це приводило на певних режимах роботи до ударної взаємодії п'ят з опорними поверхнями та до підвищених витрат масла в sprzęженнях.

Мета досліджень. Використання в конструкціях гідрооб'ємних трансмісій спеціальних композитних матеріалів, і в першу чергу для виготовлення динамічно навантажених деталей пар тертя, має першочергове значення [2, 3, 4, 6]. Для цього ведуться наукові дослідження щодо заміни традиційних матеріалів деталей sprzęжень «Латунь (бронза) – сталь (чавун)» на деталі sprzęжень термопластичний вуглепластик – сталь" [3, 4].

Результати останніх досліджень та публікацій. Проведені дослідження деталей, виготовлених із поліамідів з різним містом вуглецевих волокон [3, 4], показали, що вони за питомими показниками міцності і жорсткості наближаються до металевих конструкційних матеріалів, а за зносостійкістю перевершують серійні аналоги більше ніж в 4–5 разів.

Вуглепластики відрізняються від відомих конструкційних матеріалів сполученням таких властивостей, як висока питома міцність і жорсткість, низькі коефіцієнти лінійного термічного розширення та тертя, висока зносостійкість та стійкість до дії агресивних середовищ та термічного навантаження. Ці властивості в певній мірі відповідають матеріалам деталей sprzęжень гідрооб'ємних передач.

В дослідженнях передбачається використання термопластичних вуглепластиків на основі фенілону (межа текучості стиснення 245÷305 МПа, твердість – 67–69 НR_v, теплопровідність 0,27 ÷ 10,55 Вт/м·К, коефіцієнт тертя 0,15÷0,20).

Приклад модернізації конструкції гідрооб'ємної передачі ГСТ–90 на прикладі насоса (НП–90) наведений на рис. 1.

В результаті аналізу проведених досліджень щодо заміни пар тертя деталей вузлів "метал–метал (біметал)" на "метал–термопластичний вуглепластик" були внесені такі конструкційні зміни в sprzęження агрегатів гідрооб'ємної трансмісії.

Замість сталевого опорного диска люльки 4 (рис. 1, а) вводиться опорний диск 5, виготовлений з вуглепластику на основі фенілону (рис. 1, б). Це дало можливість замінити матеріал sprzęженої з ним п'яти плунжера, виготовленої з латуні, на сталь (рис. 1, д).

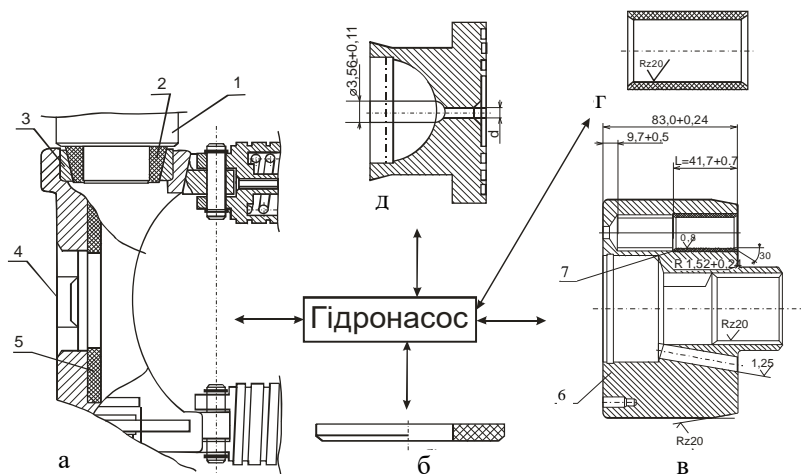


Рис. 1. Напрями удосконалення гідронасоса: а – люлька насоса; б – опорна пластина люльки; в – блок циліндрів з втулкаим; г – індивідуальна композитна втулка блока циліндрів; д – сталева п'ята плунжера блока циліндрів; 1 – цапфа; 2 – композитна втулка підшипника; 3 – сталева втулка підшипника; 4 – люлька; 5 – опорна пластина люльки; 6 – блок; 7 – композитна втулка

При дії значних робочих зусиль та дії складових відцентрових та інерційних сил при певних швидкісних режимах і при розриві масляного шару на робочих поверхнях деталей виникають значні сили тертя. Все це є джерелом певних форм коливань люльки, що приводить до підвищення температури деталей та їх вібрації і, як наслідок, до зносу деталей коливальних вузлів. Тому нами пропонується також заміна конічних роликів підшипників цапф на підшипники ковзання з вуглепластика (рис. 1, а поз. 2). Експериментальний підшипник включає зовнішнє стальне кільце 3 та внутрішнє конічне кільце 2, яке виготовляється з вуглепластику. Конус спряжених поверхонь складає $20^{\circ} \pm 5'$. Зовнішні сталеві кільця підшипників запресовані в посадочні отвори люльки, а внутрішні, з вуглепластику, напресовані на цапфу 1, яка встановлена в посадочні отвори корпусу насоса (рис. 1, а). Регулювання попереднього натягу в підшипникових вузлах здійснюється за допомогою прокладок між корпусом та цапфою (як і в базовій конструкції). Опорна пластина (рис. 1, б) з вуглепластика запресовується в гніздо люльки з певним натягом (рис. 1, а поз. 5).

Розроблений також варіант встановлення кільця 3 люльки (рис. 1, а; рис. 2, 1) з композитного матеріалу. Це дасть змогу

зменшити кількість деталей вузла встановлення люльки на цапфах, підвищити його жорсткість та експлуатаційну надійність.

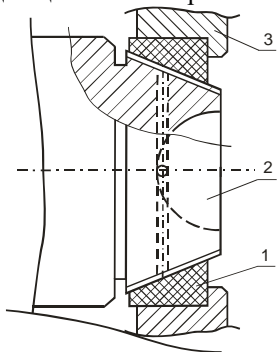


Рис. 2. Варіант конструкції встановлення люльки на цапфах: 1—кільце з композитного матеріалу; 2—цапфа; 3—люлька

Що стосується гідродвигуна, то в його конструкції додатково на похилій шайбі 1 (рис. 3) за допомогою спеціального клею та фіксуючого кільця 2 передбачається встановлення опорної пластини 3 з вуглепластику, що дає можливість також замінити латунну п'яту плунжера двигуна на п'яту, виготовлену із сталі 45, і цим значно зменшити інтенсивність відмов та здешевити вартість виготовлення трансмісії (рис. 1, д).

Зменшенню інтенсивності відмов та здешевленню виготовлення гідрооб'ємної трансмісії буде також сприяти заміна латунних втулок

блоку циліндрів насоса та двигуна на втулки, які виготовлені з вуглепластику (рис. 1, в поз. 2). Цю роботу пропонується виконувати за двома технологічними варіантами встановлення стулок.

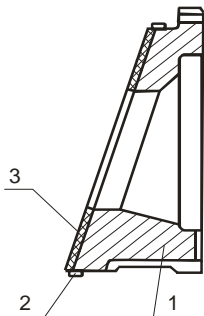


Рис 3. Похила шайба: 1—шайба; 2—фіксуюче кільце; 3—опорна пластина з вуглепластику

Перший варіант технології передбачає формування одночасно дев'яти втулок 2 (рис. 1, в) в блоках циліндрів. Для цього ведеться спеціальна підготовка отворів під втулки з попереднім нанесенням шару спеціального клею. Формування втулок виконується в спеціальному пристрої за допомогою технологічних плунжерів при певному їх центруванні та розмірах, які враховують усадку вуглепластику [3, 4].

Другий варіант технології – це окреме формування втулок з вуглепластику і потім уже запресовування їх в отвори блоку циліндрів (рис. 1, г).

Наступна механічна обробка втулок може бути виключена за рахунок селективного підбору плунжерів. Певні переваги дало б і

виготовлення біметалічного приставного dna насоса і двигуна зі спеціального композитного матеріалу.

Ці конструкційні зміни дадуть можливість значно зменшити коефіцієнт тертя на граничних режимах роботи трансмісії та моменти інерції її обертальних мас. В результаті цього також зменшаться корозійні процеси із-за відсутності деталей, виготовлених з кольорових металів. Зменшення сил інерції P_i елементів обертальних мас зменшить зусилля та підвищить надійність роботи притискної пружини насоса та двигуна [2, 5]:

$$P_i = m_n \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \varphi, \quad (1)$$

де m_n – маса поршня з п'ятою та кільцевою опорою; ω – кутова швидкість обертання блока циліндрів; r – відстань плунжера від осі обертання блока циліндрів; α – кут нахилу опорної шайби; φ – кут повороту блока циліндрів. Крім того на опору також діє відцентрова сила опори P_a , яка рівна

$$P_a = m_0 \cdot \rho \cdot \omega_3^2, \quad (2)$$

де m_0 та ω_3 – маса та кутова швидкість центра мас кільцевої опори; ρ – радіус еліпса.

Відцентрова сила P_e намагається повернути кільцеву опору відносно центра сферичної головки плунжера, створюючи момент \dot{I}_a :

$$\dot{I}_a = m_0 \cdot \rho \cdot \omega_3^2 \cdot \dot{a}, \quad (3)$$

де e – відстань від центра кільцевої опори до центра сферичної головки плунжера.

Цьому повороту протидіє момент M_n , який створюється зусиллям пружини і притискує опору до площини похилої шайби. Для запобігання повороту опори повинна бути забезпечена умова [2, 5]:

$$\dot{I}_n \geq \dot{I}_a. \quad (4)$$

Зменшення моменту інерції обертальних мас забезпечить більш надійну роботу елементів агрегатів трансмісії, а низький коефіцієнт тертя при використанні пар тертя «метал – вуглепластик» призведе до зменшення сумарного зусилля тертя плунжерів, яке рівне

$$\sum D_{t\bar{e}}.$$

$$\sum D_{t\bar{e}} = \mu (D_c \cdot \operatorname{tg} \alpha_{\max} + m_n \cdot r \cdot \omega^2) \cdot \frac{z+1}{2}, \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт тертя (для сталюого плунжера, який працює в композитній втулці блока циліндрів, $\mu = 0,05 \div 0,07$; для сталюого плунжера, який працює в латунній втулці, $\mu \sim 0,15$); P_3 – зусилля,

необхідне для створення ущільнення між торцем п'яти та площиною похилої шайби; z – кількість плунжерів в блоці циліндрів.

Це дає можливість зменшити діаметр d (рис. 1, д) отворів п'ят плунжерів насоса та двигуна, що призведе до зменшення протікання масла з надплунжерних просторів блоків циліндрів та підвищення об'ємного ККД гідротрансмісії.

Реально на повний ККД насоса та гідродвигуна впливає багато факторів.

Об'ємний ККД насоса показує, наскільки фактична продуктивність Q_H насоса відрізняється від теоретичної (геометричної) Q_m , і визначається з виразу [2, 5]:

$$\eta_o = \frac{Q_H}{Q_m}. \quad (6)$$

Об'ємні втрати двигуна відповідно зменшують його частоту коливання порівняно з розрахунковою, тому об'ємний ККД гідродвигуна являє собою відношення об'єму $Q_{\dot{a}o}$, який забезпечується його робочими елементами в одиницю часу, до фактичного об'єму рідини, який підводиться до гідродвигуна,

$$\eta_o = Q_{\dot{a}o} / Q_{i\dot{a}}$$

Беручи до уваги, що $Q_{\dot{a}o} = Q_{i\dot{a}} - \Delta Q_{\dot{a}}$, де $\Delta Q_{\dot{a}}$ – об'ємні втрати в гідро двигуні, знаходимо

$$\eta_o = 1 - Q_{\dot{a}} / Q_{i\dot{a}}. \quad (7)$$

ККД гідроб'ємної передачі певною мірою залежить і від температури робочої рідини.

Величина затраченої в гідросистемі потужності $N_{втр}$ визначається з виразу [2,5]:

$$N_{\dot{a}o} = N_{i\dot{a}}(1 - \eta_3), \quad (8)$$

де $N_{i\dot{a}}$ – підведена потужність (до вала насоса); η_3 – загальний (повний) ККД гідроб'ємної трансмісії.

Загальний (повний) ККД передачі аксіально–поршневого типу запишемо як [2, 5]:

$$\eta_3 = \eta_o \cdot \eta_i = \eta_{i_i} \cdot \eta_{i\dot{a}} \cdot \eta_{i_i} \cdot \eta_{i\dot{a}}, \quad (9)$$

де η_o , η_i – ККД передачі відповідно об'ємний (кінематичний) та механічний (силовий); η_{i_i} , $\eta_{i\dot{a}}$ – об'ємний ККД відповідно насоса та гідродвигуна; η_{i_i} , $\eta_{i\dot{a}}$ – механічний ККД відповідно насоса та гідро двигуна.

Зменшення втрат на тертя буде сприяти підвищенню механічних ККД насоса і двигуна і зростанню повного ККД передачі.

Перехід на виготовлення деталей опорних поверхонь люльки і похилої шайби гідронасоса зі спеціального композитного матеріалу дає можливість виготовлення опорних п'ят плунжерів зі сталі. Це також дозволяє повністю виключити деталі спряжень агрегатів трансмісій ГСТ–90 (ГСТ–112), виготовлених з кольорових металів.

Висновки. Для підвищення експлуатаційної надійності ККД трансмісії ГСТ–90 (ГСТ–112) необхідні дослідження щодо заміни матеріалів деталей пар тертя «метал–метал» на «метал–композит».

Впровадження в конструкцію гідрооб'ємних передач композитних матеріалів дозволить:

- виключити матеріали деталей пар тертя з кольорових металів, зменшити корозійні процеси і коефіцієнти тертя спряженнях вузлів;
- значно знизити витрати масла для живлення гідростатичних підшипників та підвищити об'ємний ККД агрегатів;
- зменшити інерційні та відцентрові сили, поліпшити умови роботи притискних пружин насоса та гідродвигуна;
- підвищити жорсткість встановлення люльки на цапфах корпусу насоса;
- здешевити виготовлення та ремонт агрегатів трансмісії.

Література

1. Армашов Ю.В. Випробування сільськогосподарської техніки на надійність: навч. посібник / Ю.В. Армашов, П.К. Охмат.– Дніпропетровськ: ДДАУ, 2002.– 219с.

2. Абрадушкин А.М. К расчету объемных гидротрансмиссий самоходных сельхозмашин / А.М. Абрадушкин // Тракторы и сельхозмашины.–1980.–№2. –С. 8.

3. Армашов Ю.В. Проблеми експлуатації та напрями підвищення коефіцієнта корисної дії гідрооб'ємних трансмісій мобільної сільськогосподарської техніки. (Армашов Ю.В., Буря О.І., Бедін А.С., Бровка Є.В.) / Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2009. –№2. С.–260–264.

4. Буря О.І. Підвищення технічного рівня гідрооб'ємної трансмісії шляхом удосконалення конструкції та використання композитних матеріалів / О.І. Буря, Ю.В. Армашов, А.С. Бедін // Композитные материалы. – Днепропетровск: ДГАУ, 2009.– Т.3.–№1. – С. 53.

5. Объемные гидравлические приводы [Т.М.Башта, И.Э. Зайченко и др.].–М.: Машиностроение, 1969. –628 с.

6. Ткаченко В.А. Повышение долговечности тяжело нагруженных деталей аксиально-поршневых машин путем подбора материала /В.А. Ткаченко, Г.Б. Герман/ Тракторы и сельхозмашины.– 1983.– №2.– С. 29.

Рецензент д.т.н., проф. О.Д. Деркач

УДК 621.825.5

© Б.М. Гевко д.т.н., Р.В. Комар к.т.н., Р.О. Любачівський,
Л.М. Романовська
Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

КОНСТРУКТИВНО–ТЕХНОЛОГІЧНІ МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВОДІВ ГВИНТОВИХ ЗМІШУВАЧІВ

Представлено конструкцію транспортуючого механізму для виконання сумісних операцій транспортування та змішування. Виведено аналітичні залежності для розрахунку основних конструктивно–силових параметрів радіальної пари контакту муфти з урахуванням можливих зміщень кута нахилу транспортуючого жолоба у процесі роботи транспортера.

Постановка проблеми. Транспортно–технологічні механізми використовуються для транспортування різноманітних матеріалів, а саме продукції сільського господарства, харчових та фармацевтичних продуктів, продукції машинобудування та металевої стружки, будівельних матеріалів, тощо. Дане обладнання потребує відносно малих виробничих площ, його можна встановлювати з урахуванням будь–яких місцевих умов виробництва. Однією із головніших його характерних простота експлуатації, легкість керування, можливістю автоматизації процесів транспортування та інше.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розрахунком приводів транспортно–технологічних систем машин і механізміві, їх надійності і довговічності присвячені праці В.Я. Аніловича [1], О.А. Раховського і С.С. Іванова [2], В.О. Малащенко [3], І.В. Іванченко [4], В.Т. Павлицем [5] та багатьох інших. При цьому кожний привід машини має свою специфіку конструкції і способів відключення під час спрацювання, які впливають на експлуатаційну надійність як самого приводу, так і технологічного процесу.

Мета роботи. Тому метою роботи є розробка методики розрахунку конструктивно-силових параметрів радіальної пари контакту зачеплення муфти приваду з урахуванням можливих зміщень кута нахилу транспортуючого жолоба у процесі роботи транспортера.

Робота виконувалась в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010–2015 роки.

Реалізація роботи. При роботі транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у включення у привід таких механізмів запобіжних пристроїв, якими є кулькові муфти. Вибір тієї чи іншої конструкції запобіжної муфти в першу чергу визначається заданими умовами стосовно експлуатаційних характеристик, до яких, як правило, відносять точність спрацювання, її довговічність і стабільність в роботі, а також характер зміни динамічних навантажень. Оскільки розроблена конструкція змішувача порошкових матеріалів (рис.1) передбачає зміну кута нахилу транспортуючого жолоба, то є необхідність у застосуванні муфти з властивостями компенсування осьових і кутових зміщень у приводі конвеєра з метою забезпечення його надійності і довговічності.

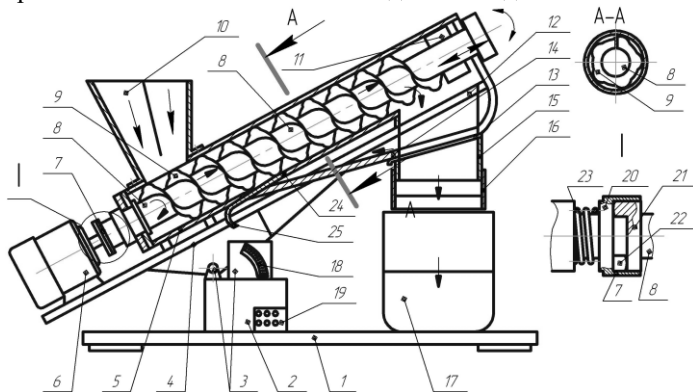


Рис. 1. Конструкція гвинтового змішувача порошкових матеріалів: 1 – рама; 2 – підставка; 3 – механізм повороту; 4 – плита; 5 – труба; 6 – електродвигун; 7 – муфта; 8 – вал; 9 – шнек; 10 – бункер; 11 – крильчатка; 12 – вікно; 13 – заслінка; 14 – скатна труба; 15 – рукав; 16 – направляючий рукав; 17 – ємність; 18 – шкала; 19 – пульт керування; 20 – корпус муфти; 21 – ведена частина муфти; 22 – кулачки; 23 – пружина; 24 – вікно; 25 – шибер

В загальному випадку навантаження крутним моментом на пару контакту муфти приводу конвеєра буде рівне [2]

$$T = P_{\kappa} R, \quad (1)$$

де P_{κ} – колова сила; R – відстань від центра півмуфти до точки контакту кульки з краєм паза.

При умові відсутності кутових або радіальних зміщень

$$R = R_0 + (r_{\varepsilon} - h_{\nu}), \quad (2)$$

де R_0 – відстань від центра півмуфти до центра кульки; r_{κ} – радіус кульки; h_n – глибина паза. Силу дії пружини можна представити залежністю

$$P_{i_p} = \tilde{N}(\Delta'_t + \Delta_t), \quad (3)$$

де C – жорсткість пружини; Δ'_o – попередня деформація (підтиск) пружини; Δ_n – поточна деформація пружини.

Значення колової сили можна визначити з рівності [3]

$$P_{\varepsilon} = \frac{\tilde{N}(\Delta'_t + \Delta_t)}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f}. \quad (4)$$

Після відповідної заміни, з урахуванням залежностей (2) і (4), формулу (1) можна представити у наступному вигляді

$$T = \frac{\tilde{N}(\Delta'_t + \Delta_t) \cdot (R_0 + (r_{\varepsilon} - h_{\nu}))}{\operatorname{tg}(\alpha - \rho) - f}. \quad (5)$$

Оскільки конструкцією конвеєра передбачається зміну кута нахилу транспортуючого жолоба, то виникатиме певне кутове зміщення у приводі конвеєра, відповідно величина R_0 в процесі функціонування муфти буде змінною, оскільки при коливаннях навантаження кулька, пружно деформуючи пружину, переміщується вздовж посадочного отвору (рис. 2), відповідно виникає потреба ввести у формулу (5) величину, яка б відображала зміну параметра R_0 .

Цією величиною є поточна деформація пружини Δ_n , оскільки відстань від центра півмуфти до центра кульки буде змінюватися залежно від деформації пружини, з якою безпосередньо контактує кулька. Тоді плече прикладання сили буде визначатися згідно із залежністю

$$R = R_0 + (r_{\varepsilon} - h_{\nu}) + \Delta_t. \quad (6)$$

При кутовому зміщенні в муфті відбувається додаткова зміна поточної величини деформації пружини внаслідок зміни траєкторії руху кульок. Величина поточної деформації пружини внаслідок кутових зміщень, залежно від її реального значення, може мати суттєвий вплив на зміну величини моменту, що передається муфтою.

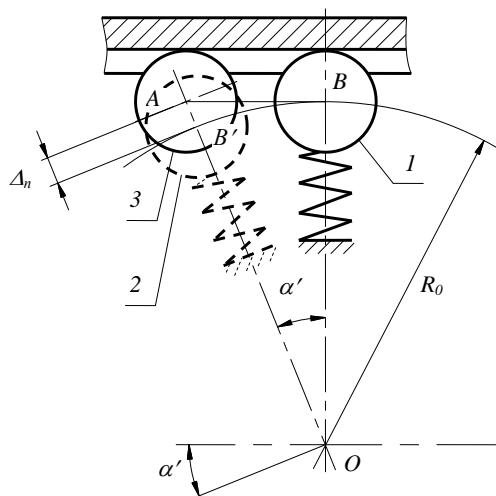


Рис. 2. Розрахункова схема зміщення кульок муфти у приводі конвеєра при зміні кута нахилу транспортуючого рукава

Передача обертального моменту здійснюється за рахунок пари контакту пружина–кулька–паз і, крім співвідношення глибини паза і радіуса кульки визначається силою тиску пружини. Розглянемо дані переміщення на прикладі вищенаведеної схеми рис.2. Умовно задамо, що пружина є абсолютно жорстким елементом. Тоді при радіальному чи кутовому зміщенні кулька повинна переміщуватися з положення 1 в положення 2, але в реальних умовах відбувається переміщення в положення 3, що пояснюється дією на кульку сили пружини. Кут між центрами кульок в умовному положенні 2 і реальному 3 рівний куту кутової неспіввідності α' . Переміщення кульки внаслідок неспіввідності спричиняє деформацію пружини, яка носить змінний характер. Для визначення дійсного значення поточної деформації пружини розглянемо трикутник ABO (рис.2), згідно з якими

$$\hat{A} \dot{A} = \frac{\hat{A} \dot{I}}{\cos \alpha'} \quad (7)$$

Оскільки величина BO відома, то

$$O\dot{A} = \frac{R_o}{\cos \alpha'} \quad (8)$$

Згідно із схемою $BO = B'O = R_o$. Відповідно величина поточної деформації підтискнутої пружини рівна

$$A_i = R_o \left(\frac{l}{\cos \alpha'} - l \right). \quad (9)$$

Значення колової сили в радіально розміщеній парі контакту пружина–кулька–паз можна визначити з розрахункової схеми, показаної на рис.3.

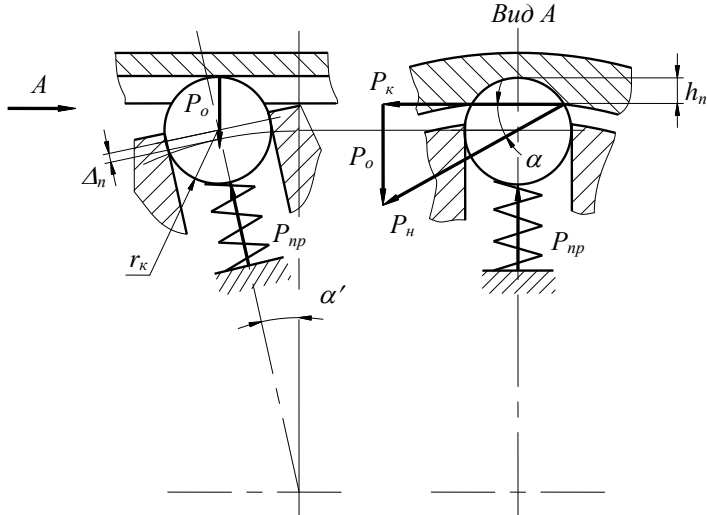


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення сил в парі контакту

Згідно із розрахунковою схемою колова сила буде рівна

$$P_{\bar{e}} = \frac{P_{i\bar{d}} \cos \alpha'}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (10)$$

Кут α між напрямком дії колової сили і нормаллю від точки контакту кульки з поверхнею паза згідно із розрахунковою схемою (рис.3)

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{r_{\bar{e}} - h_{\bar{r}}}{r_{\bar{e}}} \right). \quad (11)$$

З врахуванням вищенаведеного отримаємо наступну формулу для визначення колової сили в зачепленні

$$P_{\bar{e}} = \frac{\bar{N} \cdot \cos \alpha' \cdot \left[A'_i - \left| R_o \cos \varphi' \left(\frac{l}{\cos \alpha'} - l \right) \right| \right]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_{\bar{e}} - h_{\bar{r}}}{r_{\bar{e}}} \right) \right]}. \quad (12)$$

Відповідно формула для визначення крутного моменту в радіально розміщеній парі контакту муфти приводу конвеєра набуде вигляду

$$T = \frac{\tilde{N} \cdot \cos \alpha' \cdot \left[\Delta'_i - |R_o \cos \varphi' (\sec \alpha' - 1)| \right]}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_e - h_i}{r_e} \right) \right]} \times \left[R_o (1 + \cos \varphi' (\sec \alpha' - 1)) + r_e - h_i \right]. \quad (13)$$

У випадку відсутності кутових зміщень ($\alpha' = 0$) рівність (13) можна записати у наступному вигляді

$$T = \frac{\tilde{N} \Delta'_i \cdot (R_o + r_e - h_i)}{\operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{r_e - h_i}{r_e} \right) \right]}. \quad (14)$$

Для аналізу впливу конструктивних параметрів елементів зачеплення на характер зміни обертального моменту T було проведено розрахунок рівності (13) при наступних значеннях параметрів:

$R_o=0,04\text{м}$; $r_k=0,005\dots0,009\text{м}$; $h_n = 0,002\dots0,006 \text{ м}$; $C = 6000\dots12000 \text{ Н/м}$; $\Delta'_o = 0,005\dots0,025 \text{ м}$; $\varphi' = 0\dots360^\circ$; $\alpha' = 0\dots30^\circ$. Згідно із отриманими результатами побудовано графічні залежності зміни обертального моменту $T=f(\alpha'; r_k; h_n; C; \Delta'_o)$. Залежності зміни навантаження від конструктивних параметрів пари контакту, а саме радіуса кульки r_k , глибини паза h_n , жорсткості пружин C і їх попередньої деформації Δ'_o показано на рис.4 – 6.

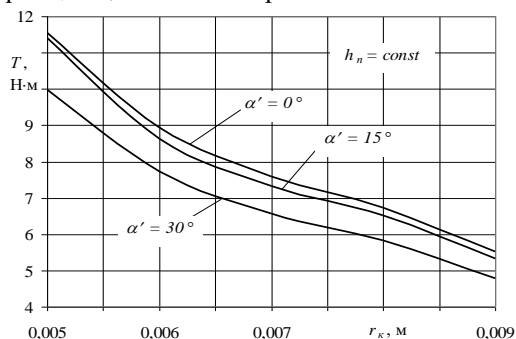


Рис. 4. Залежність зміни величини крутного моменту від радіуса кульки при постійному значенні глибини паза

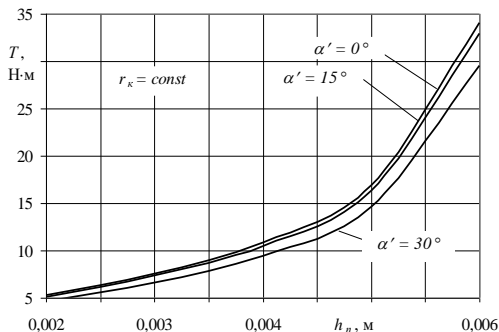


Рис. 5. Залежність зміни величини крутного моменту від глибини паза при постійному значенні радіуса кульки

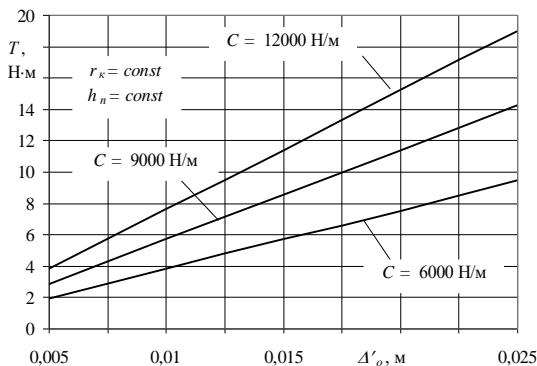


Рис. 6. Залежність зміни величини крутного моменту від попереднього підтиску пружини

Аналізуючи отримані графічні залежності, встановлено, що збільшення розмірів тіл кочення при постійному значенні глибини пазів не сприяє підвищенню навантажувальної здатності муфти, а має зворотний ефект. Так, при $h_n = 0,003$ м зміна радіуса кульки r_k від 0,005 до 0,009 м, за відсутності зміщень $\alpha' = 0$, призводить до падіння величини крутного моменту від 11,5 Н·м до 5,5 Н·м, тобто зменшується на 52%. При $\alpha' = 15...30^\circ$ зменшення навантаження також коливається в межах 52...53%. Тобто незалежно від кута неспіввісності збільшення розмірів тіл кочення, при $h_n = \text{const}$, знижує навантажувальну здатність муфти.

Це пояснюється зменшенням площі плями контакту кульки з поверхнею паза. Виявлено, що при аналогічних значеннях параметрів елементів зачеплення муфти, але при постійному значенні радіуса

кульки $r_k = 0,007$ м збільшення глибини паза обоими в діапазоні $0,002...0,006$ м сприяє підвищенню навантажувальної здатності муфти на 84%. Проте доцільно зауважити, що оптимальне співвідношення розмірів кульки і глибини паза повинно складати $h_n/r_k = 0,5...0,7$.

Збільшення жорсткості підтискних пружин, незалежно від значення співвідношення розмірів пари контакту, сприяє підвищенню навантажувальної здатності муфти. Відповідно величина попереднього підтиску пружин при постійних значеннях радіуса кульки і глибини паза сприяє збільшенню величини крутного моменту, зокрема, при $\Delta'_0 = 0,005...0,025$ м і для діапазону жорсткостей $C = 6000...12000$ Н/м у кожному із випадків збільшення навантаження знаходиться в межах 80%.

Аналізуючи всі вищенаведені графічні залежності характеру зміни навантаження, можна констатувати, що для більш стабільної передачі обертового моменту кількість радіально розміщених пар контакту пружина–кулька–паз повинна бути не менше чотирьох, що забезпечить зменшення динамічних навантажень на привід і підвищить надійність і довговічність приводу і технологічного процесу.

Висновки.

1. Розроблена конструкція гвинтового транспортера змішувача, яка забезпечує підвищення надійності і довговічності як самого змішувача, так і самого технологічного процесу.
2. Виведені аналітичні залежності для розрахунку основних конструктивно–силових параметрів радіальної пари контакту муфти з урахуванням можливих зміщень кута нахилу транспортуючого жолоба в процесі роботи змішувача.

Література

1. Анилович В.Я. Надежность машин / В.Я. Анилович, А.С. Гринченко, В.А. Литвиненко. – Харьков: ОККО 2001. – 318с.
2. Ряховский О.А. Справочник по муфтам / О.А. Ряховский, С.С. Иванов. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.
3. Малащенко В.О. Муфти приводів. Конструкція та приклади розрахунків / Малащенко В.О. – Львів: Національний університет «Львівська політехніка», 2006. – 196 с.
4. Іванченко Ф.К. Піднімально–транспортні машини / Іванченко Ф.К. – К.: Вища школа, 1993. – 414 с.
5. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / Павлице В.Т. – К.: Вища школа, 1993. – 556 с.

УДК621.369

© Б.М. Гевко д.т.н., О.Л. Ляшук к.т.н., О.П. Скиба, Л.І. Саранчук
Тернопільський національний технічний університет імені І Пулюя

ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ І ВИГОТОВЛЕННЯ ЗАТИСКНИХ ГВИНТОВИХ ПРУЖИН

Наведено технологічні передумови проектування гвинтових затискних пружин з прямокутним поперечним перерізом технологічного оснащення. Розроблено методика їх проектування з визначенням і величини перемичок між пелюстками по зовнішньому і по внутрішньому діаметрах. Розроблено технологічний процес виготовлення гвинтових затискних плоских пружин технологічного оснащення і визначено зусилля затиску заготовок залежно від конструктивних параметрів і осьової сили затиску.

ТЕХНОЛОГІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ, ГВИНТОВА ЗАТИСКНА ПРУЖИНА, ПЕЛЮСТКИ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, СТРІЧКА.

Актуальність теми. Машинобудування – це базовий комплекс галузей промисловості, рівень розвитку якого визначає розвиток всього народного господарства. Одним з основних напрямків вдосконалення технології механоскладального виробництва є впровадження прогресивних технологічних процесів та їх забезпечення технологічним оснащенням, при цьому гвинтові затискні пластинчасті пружини є одним із важливих її елементів. Тому питання технологічних особливостей проектування і їх виготовлення є актуальним і має важливе народногосподарське значення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями дослідження конструктивних і технологічних параметрів гвинтових затискних пристроїв технологічного оснащення присвячені праці науковців Мошніна Е.Н. [1], Рене І.П. [2], Писаренко Г.С. [3] та інших. Так, роботи Мошніна Е.Н. присвячені питанням згинання і правці листових заготовок з визначенням силових та конструктивних параметрів. Праці Рене І.П. стосуються згину плоских заготовок з розробленням технологічного оснащення. В працях Писаренка Г.С. приведена методика розрахунку пружин з круглим поперечним перерізом. Однак в технологічному оснащенні широко використовуються гвинтові затискні пластинчасті пружини різного конструктивного виконання, які потребують подальших досліджень.

Метою даної роботи є розроблення технологічних передумов проєктування і виготовлення гвинтових затискних пружин з прямокутним поперечним перерізом, які забезпечують великі сили затиску в технологічному оснащенні і обладнанні.

Робота виконувалась в рамках пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010–2015 роки.

Результати дослідження. Розрахункова схема затискної гвинтової пружини з прямокутним поперечним перерізом пристроїв металорізальних верстатів представлена на рисунку 1. На першій стадії роботи пристрою відбувається стиск витків вздовж вісі пружини з одночасним збільшенням її діаметра на задану величину [3]:

$$\Delta D = P \cdot D_0^3 \cdot \sin \alpha_0 \left(\frac{1}{2C} - \frac{1}{4B \cos^2 \alpha_0} \right). \quad (1)$$

Жорсткість поперечного січення витка пружини на згин визначено за виразом [4]:

$$B = \frac{s \cdot h}{12} (h^2 \cos^2 \beta + s^2 \sin^2 \beta) \cdot E. \quad (2)$$

Жорсткість поперечного січення витка пружини на кручення визначається за формулою:

$$C = \eta \cdot h \cdot s \cdot G. \quad (3)$$

На другій стадії роботи пристрою відбувається дотик зовнішньої крайки пружини до внутрішнього діаметра затискної деталі, з наступною деформацією її пелюстків 5. При цьому зусилля деформації пелюстка визначаємо за формулою:

$$P_2 = \frac{12 \cdot f \cdot E \cdot I}{3a^2 \left(h^2 - \frac{d}{2} \right) - a^3}. \quad (4)$$

Величину моменту інерції поперечного січення перемички визначено за відомою формулою:

$$I = \frac{h_1 \cdot S}{12}, \quad (5)$$

ширину перемички знаходять за виразом:

$$h_1 = \frac{\gamma \cdot h_2}{2} - b. \quad (6)$$

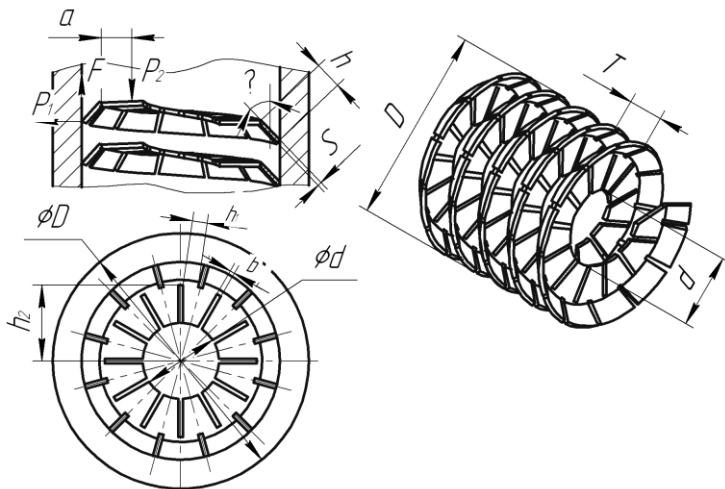


Рис.1. Розрахункова схема затискних і гвинтових конічних пружин: 1,2 – відповідно горизонтальна полицка пружини і полицка виконана під кутом; 3 – затискна деталь; 4, 5 – відповідно внутрішні і зовнішні пелюстки пружини; 6 – ширина перемичок і прямокутним поперечним перерізом

Величину кута у визначають за залежністю:

$$\gamma = \frac{2\pi}{n}. \quad (7)$$

Затиск деталі відбувається за рахунок сили затиску і тертя між внутрішньою стінкою деталі та конічною пружиною.

Силу тертя знаходимо за формулою:

$$F = P_1 \cdot \mu \quad (8)$$

При цьому нормальну силу визначено із умови:

$$P_1 = \frac{P_2 \cdot a}{h}. \quad (9)$$

Тоді зусилля затиску деталі із формул (4)–(8) буде рівним:

$$F = \frac{f \cdot E \cdot \mu \cdot s^3 \cdot a \cdot \left(\frac{\pi \cdot h_2}{n} - b \right)}{h \cdot \left(3a^2 \cdot \left(h_2 - \frac{d}{2} \right) - a^3 \right)}. \quad (10)$$

Величину плеча a визначають згідно із конструктивними особливостями пристрою, а для штоків у вигляді ступінчастого валика вона буде рівною:

$$a = h_2 - \frac{D_3 - d}{4}. \quad (11)$$

За результатами теоретичних досліджень побудовано графік (рис. 2) залежності сили затиску деталі від довжини внутрішнього паза та графік залежності радіальної сили затиску від осьової (рис. 3).

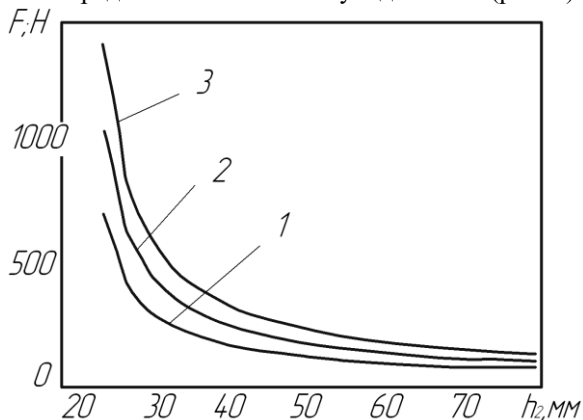


Рис.2. Графік залежності сили затиску заготовки від довжини внутрішнього паза: 1 – $f=2$ мм; 2 – $f=3$ мм; 3 – $f=4$ мм

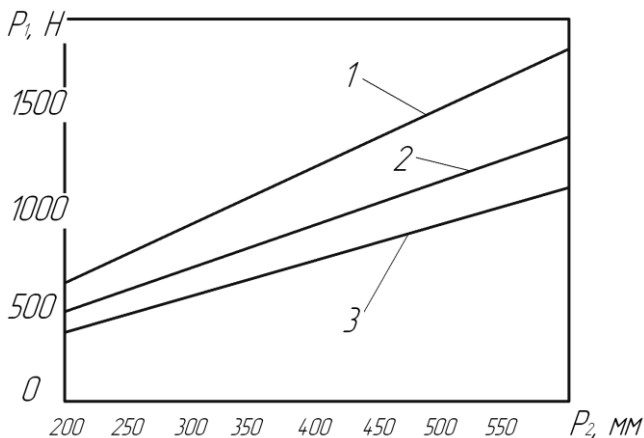


Рис.3. Графік залежності радіальної сили на оправці від осьової: 1 – $h=15$ мм; 2 – $h=20$ мм; 3 – $h=25$ мм

Із графіка видно, що збільшення довжини внутрішнього паза зменшує зусилля затиску деталі, а радіальна сила зростає прямо пропорційно збільшенню осевої сили.

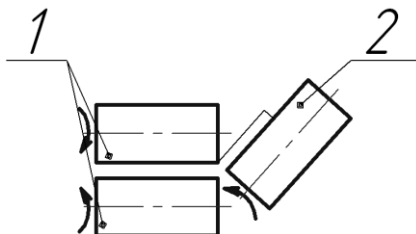


Рис.4. Технологічна схема формування полочки пружини: 1 – падаючі ролики; 2 – формувальний ролик

Особливість конструкції згаданих вище затискних пружин вимагає розроблення спеціального технологічного процесу їх виготовлення, маршрут обробки яких буде наступним:

1. Розрізання листів на стрічки.
2. Формування полочки на стрічці роликми (рис. 4)
3. Вирубання пазів на стрічці і навивання її на оправку (рис.5).
4. Термообробка.
5. Прорізання пазів на зовнішньому діаметрі абразивним кругом (рис.6).
6. Шліфування зовнішнього діаметра пружини.

Для виготовлення широкострічкових пружини з одного боку попередньо видаляють частину металу. На рис. 5 подана конструкція пристрою-штампа напівавтомата для навивання пружин з одночасним вирубанням частини металу з вихідних заготовок [4]. Він складається з механізму автоматичної подачі стрічки 1 в зону вирубання, різальних елементів – пуансонів 2 і матриці 3, механізмів приводу 4 провертання 5, формотворного 6 з притискним диском 7 і обтискними роликми 8 і 9.

Принцип роботи штампа полягає в наступному. Попередньо підготовлена вихідна заготовка 1 встановлюється між подавальними та стискувальними роликми 11, які обертаються від рейки-шестерні 12. Ця шестерня кінематично пов'язана з верхньою плитою штампа і переміщає заготовку на певний крок у зону різання. Здійснюється перехід рейкою-шестернею при підніманні повзуна преса разом із верхньою плитою штампа. При зворотному ході вниз пуансон 2 і матриця вирубують трикутні вирізи у початковій заготовці, ширину

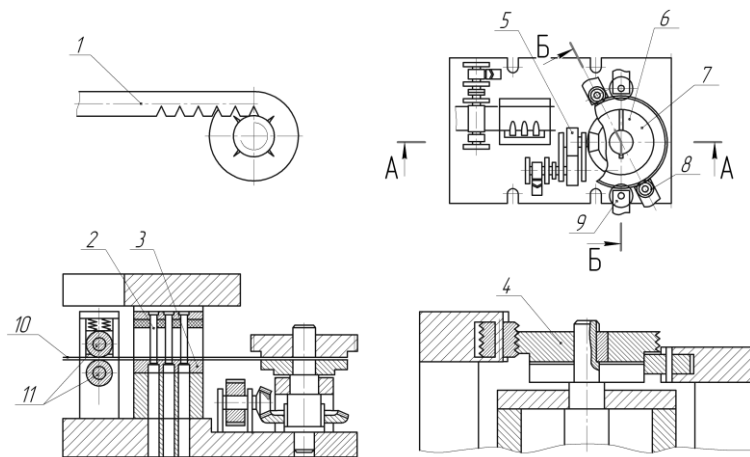


Рис.5. Пристрій для навивання широкосмугових НЗ

якої регламентують напрямні планки. Такі рухи відбуваються поки попередньо підготовлена початкова заготовка не підійде до притискного диска 7. Привід 4 за допомогою рейки–шестерні обертає диск 7 аналогічно до механізму подачі. Обертання механізму подачі і приводу здійснюється тільки під час піднімання, а в процесі опускання відсутнє, цей процес забезпечує обгінна муфта.

Формоутворення заготовки здійснюється таким чином. Попередньо відігнутий кінець вихідної заготовки вставляється перпендикулярно до напрямку руху в радіальний паз притискного диска і притискається обтискними роликками 9 до оправки. З провертанням оправки здійснюється формоутворення витків спіралі. Таким чином штамп напівавтомат забезпечує навивання пружин великого діаметра з щільним приляганням витків. У разі потреби заготовка додатково притискається до центральної оправки притискним роликком 8, який додатково здійснює процес калібрування спіралі в крок.

На цьому штампі напівавтоматі можна виготовляти навиті заготовки зі стрічки шириною до 150 мм, внутрішнім діаметром від 20 до 200 мм, товщиною початкової заготовки від 2 до 6 мм з матеріалу пружини сталь 65Г.

Як показали випробування, запропонованим методом можна виготовляти практично всі типорозміри спіралей шнеків, які використовуються в народному господарстві. Порівняно із

штампуванням кілець, розрубанням їх і зварюванням запропонований метод вигідно відрізняється від них.

Виготовлення перемички (рис. 6) здійснюється в ділильній головці на горизонтально-фрезерному верстаті 6Р82 абразивним кругом відповідної ширини. Виготовлення перемичок для внутрішніх пелюсток здійснюється довбляком на довбальному верстаті 7А412.

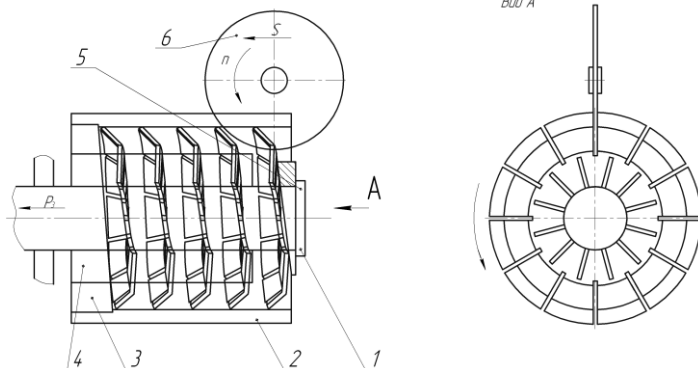


Рис. 6. Оправка для розрізання пазів на зовнішньому контурі пружини: 1 – шток; 2 – оправка; 3 – упор; 4 – шпонка; 5 – швидкозмінна шайба; 6 – абразивний дисковий круг

Висновки:

1. Розроблено технологічні передумови проектування гвинтових затискних пружин з прямокутним поперечним перерізом технологічного оснащення.

2. Розроблено технологічний маршрут виготовлення гвинтових затискних пружин технологічного оснащення і обладнання з вибором відповідних верстатів, пристроїв і різальних інструментів.

Література

1. Мошнин Е.М. Гибка и правка на ротационных машинах. – М.: Машиностроение, 1980. – 360с.
2. Рене И.П. Пластический изгиб листовых заготовок / Труды Тульской механической института. –1950. – Вип.4 — С. 146–162.
3. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. – К.: Вища школа, 1979. - 609с.
4. Патент №37301 Україна. Пристрій для навивання і калібрування гвинтових заготовок. Гевко І.Б., Палюх А.Я. та інші. Бюл. № 22, 2008р.

УДК 631.356.02

© Г.А. Герасимчук, к.т.н.

Луцький національний технічний університет,

В.М. Барановський, к.т.н., М.Р. Паньків, к.т.н.

Тернопільський національний технічний університет ім. Івана Пулюя

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ СЕКУНДНИХ ПОДАЧ СКЛАДОВИХ КОМПОНЕНТА ДОМІШОК КОРЕНЕПЛОДІВ

Наведено результати аналізу апроксимуючих функцій зміни секундної подачі загальних домішок, вільного та налиплого ґрунту, вільних рослинних домішок і залишків гички на головках коренеплодів кормових буряків у процесі їх викопування комбінованим однодисковим сферичним копачем.

СЕКУНДНА ПОДАЧА, КОМБІНОВАНИЙ КОПАЧ, КОРЕНЕПЛОДИ, ЕКСПЕРИМЕНТ.

Постановка проблеми. Проведений аналіз роботи лемішних, вилкових, вібраційних і дводискових викопуючих робочих органів показав, що всі вони значно пошкоджують великорозмірні коренеплоди, мають значні втрати дрібних коренеплодів. Крім того, у даних типах копачів конструктивно та технологічно якісно неможливо поєднати при збиранні одночасно дві технологічні операції – викопування коренеплодів із одночасним видаленням залишків гички на їх головках [1].

Дана технічна задача вирішується додатковим встановленням у зоні роботи дискового робочого органу горизонтального очисного вала, на якому змонтовано секції очисних пружних еластичних елементів [2]. Таким чином, можна констатувати, що встановлення приводного вала з очисними лопатями дозволяє одночасно з викопуванням коренеплодів відокремлювати залишки гички з головою коренеплодів і зменшувати секундну подачу домішок за рахунок контактної взаємодії очисних лопатей з компонентами вороху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз досліджень загальних секундних подач ґрунтових і рослинних домішок, які наведено у працях [3, 4], не дає повного уявлення про реальних процес викопування кормових буряків однодисковим робочим органом, тобто не розкриває повної сутності надходження складових компонентів ґрунтових (вільного ґрунту, налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів) і рослинних (вільних рослинних домішок, залишків

гички на головках коренеплідів) домішок на наступні очисні системи коренезбиральної машини.

Мета дослідження. Метою даних досліджень є подальший розвиток методології обґрунтування основних параметрів робочих органів коренезбиральних машин.

Результати дослідження. Для підтвердження основних теоретичних викладень, які відносяться до встановлення закономірностей зміни секундних подач складових компонента домішок вороху при викопуванні кормових буряків комбінованим однодисковим копачем [5], провели польові експериментальні дослідження комбінованого копача у складі коренезбиральної машини на основі реалізації багатофакторного експерименту типу ПФЕ 3².

Характеристика факторів і рівні їх варіювання наведено у табл. Інші конструктивно-технологічні параметри робочого органу визначалися згідно з теоретичними дослідженнями і приймалися як сталі величини, при цьому діаметр диска становив 0,45 м; глибина ходу диска – 9 см; кут атаки диска – 30⁰.

Після перевірки адекватності вибраної математичної моделі за критерієм Фішера та статистичної значущості коефіцієнтів моделі одержали кінцеві рівняння регресії в натуральних величинах, які характеризують зміну секундної подачі загальних домішок і показників секундної подачі складових компонента домішок вороху коренеплідів кормових буряків, як функціональної залежності

$Q_2^{ke} [(Q_{2\rho}^{ke}); (Q_{2n}^{ke}); (Q_{2v}^{ke}); (Q_{2z}^{ke})] = f(V_k, n_o)$ у межах зміни факторів:

$$\begin{cases} Q_2^{ke} = -19,36 + 17,17V_k + 0,03n_o - 0,003V_k n_o - 1,67V_k^2 - 2,07 \cdot 10^{-5} n_o^2; \\ Q_{2\rho}^{ke} = -28,05 + 24,37V_k + 0,04n_o - 0,004V_k n_o - 4,0V_k^2 - 2,67 \cdot 10^{-5} n_o^2; \\ Q_{2n}^{ke} = 7,93 - 6,79V_k - 0,008n_o + 0,002V_k n_o + 2,04V_k^2 + 3,63 \cdot 10^{-6} n_o^2; \\ Q_{2v}^{ke} = 0,71 - 0,63V_k + 0,0007n_o + 8,33 \cdot 10^{-5} V_k n_o + 0,21V_k^2; \\ Q_{2z}^{ke} = 0,43 - 0,21V_k - 0,0008n_o + 0,0005V_k n_o + 0,008V_k^2, \end{cases}$$

де V_k – поступальна швидкість руху копача, м/с; n_o – частота обертання очисного вала, об/хв.

Аналіз графічної залежності $Q_2^{ke} = f(V_k, n_o)$ (рис. 1) показує, що у встановлених межах зміни фактора V_k секундна подача компонента загальних домішок Q_2^{ke} монотонно зростає від 8,76 до 13,5 кг/с залежно від відповідного збільшення поступальної швидкості руху копача V_k та частоти обертання очисного вала у межах

$450 \leq n_o \leq 600$ об/хв, при цьому приріст Q_2^{ke} у даному діапазоні зміни n_o незначний і становить у середньому 0,1...0,12 кг/с. Подальше збільшення n_o до межі 750 рад/с призводить також до несуттєвого зменшення Q_2^{ke} , яке дорівнює у середньому 0,8...0,9 кг/с.

Таблиця. Характеристика факторів і рівні їх варіювання

Кодоване позначення фактора	Найменування фактора	Значення рівнів фактора
x_1	Швидкість руху копача, V_k , м/с	1,4–1,6–1,8
x_2	Частота обертання очисного вала, n_o , об/хв.	450–600–750

Дану закономірність зміни надходження Q_2^{ke} залежно від n_o можна пояснити тим, що при частоті обертання очисного вала $n_o < 600$ об/хв динамічна дія очисних елементів на домішки, особливо на грудки ґрунту, недостатня для їх руйнування, при цьому кінематична дія очисних елементів сприяє більш інтенсивному проштовхуванню вороху за межі робочого органу та зворотному протіканню процесу викопування коренеплодів при $n_o > 600$ об/хв.

Попередньо можна стверджувати, що значення загального коефіцієнта k , який враховує ступінь зниження загальної маси домішок, які подаються комбінованим копачем на наступні очисні системи машини за 1 с, відносно загальної маси домішок, які викопуються базовим копачем, знаходиться в межах 0,6...0,8, при значеннях яких різниця теоретичної та експериментальної Q_2^{ke} загальної подачі компонента домішок відносно зміни V_k знаходиться в межах 7,0...15,0 %. У межах зміни частоти обертання очисного вала $n_o = 525...650$ об/хв і $V_k = 1,4$ м/с (рис. 2, б) точки залежності Q7(n) перехрещуються, тобто співпадають із значеннями теоретичних залежностей Q10(n)–Q12(n), при цьому значення секундної подачі загальних домішок становлять $Q_2^{ke} = 9,2; 9,4; \text{ і } 9,5$ кг/с. Відповідно при $n_o = 480...550$ об/хв і $V_k = 1,6$ м/с точки залежності Q8(n) перехрещуються, тобто співпадають із значеннями теоретичних залежностей Q11(n), Q12(n), при цьому значення секундної подачі

загальних домішок, відповідно, становлять $Q_2^{ke} = 11,2$ і $11,4$ кг/с, а при $n_o = 475$ об/хв і $V_k = 1,6$ м/с (залежність $Q_9(n)$ – $13,2$ кг/с.

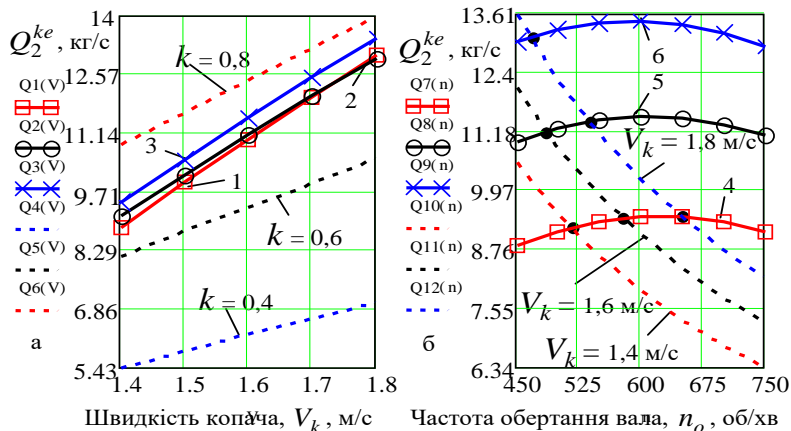


Рис. 1. Залежність зміни Q_2^{ke} від: а – V_k ; б – n_o ; 1, 2, 3 – відповідно $n_o = 450, 600, 750$ (об/хв); 4, 5, 6 – відповідно $V_k = 1,4; 1,6; 1,8$ (м/с); ———— – теоретична; ———— – експериментальна

Критерій оптимізації, розрахований за допомогою рівняння регресії в відповідних точках, аналогічних Q_2^{ke} , складає $Q_{2p}^{ke} \leq 9,4; 11,2$ і $12,9$ кг/с.

Аналіз залежності (рис. 2), яка характеризує зміну секундної подачі налиплого ґрунту на поверхні тіл викопаних коренеплідів комбінованим копачем, як функції $Q_{2n}^{ke} = f(V_k, n_o)$, показує, що домінуючими факторами, які регламентують зміну Q_{2n}^{ke} , є поступальна швидкість копача V_k та частота обертання очисного вала n_o , при цьому у межах зміни факторів секундна подача налиплого ґрунту на тілі коренеплідів становить $0,55 \dots 1,06$ кг/с. Зміна Q_{2n}^{ke} залежно від V_k носить прямо пропорційний характер: при збільшенні V_k секундна подача налиплого ґрунту Q_{2n}^{ke} збільшується і при $V_k = 1,8$ м/с практично однакова у межах зміни n_o і дорівнює приблизно $0,99 \dots 1,06$ кг/с.

Характер зміни Q_{2n}^{ke} залежно від n_o має зворотно пропорційний характер, при цьому мінімальне значення $Q_{2n}^{ke} \leq 0,56$

кг/с відповідає комбінації факторів $V_k \leq 1,5$ м/с і $n_o \geq 600$ об/хв., аналогічно мінімальне значення Q_{2n}^{ke} при $V_k \leq 1,8$ м/с і $n_o \cong 600$ об/хв. дорівнює 0,09 кг/с. При цьому на першому етапі попередньо можна стверджувати, що значення загального коефіцієнта k_n , який враховує ступінь зниження секундної подачі налиплого ґрунту Q_{2n}^{ke} на коренеплодах відносно Q_{1n}^k , знаходиться в межах 0,6...0,8, при значеннях яких різниця теоретичної Q_{2n}^{ke} та експериментальної секундної подачі Q_{2n}^{ke} відносно зміни V_k знаходиться в межах 3,0...12,0 (%), залежність п5(V) і п6(V), рис. 2, а.

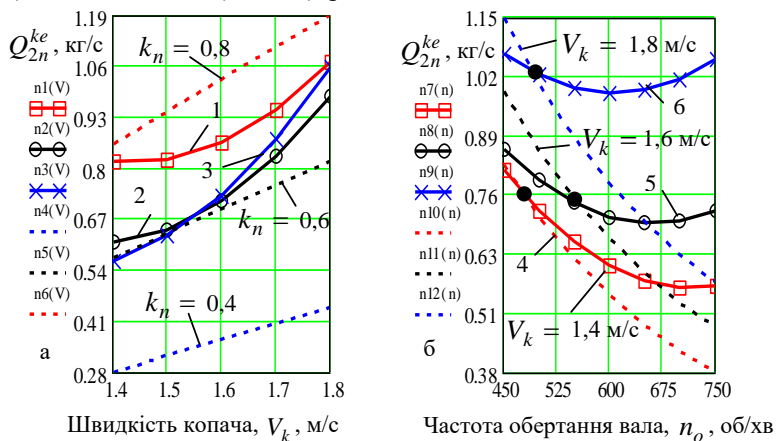


Рис. 2. Залежність зміни Q_{2n}^{ke} від: а – V_k ; б – n_o ; 1, 2, 3 – відповідно $n_o = 450, 600, 750$ (об/хв.); 4, 5, 6 – відповідно $V_k = 1,4, 1,6, 1,8$ (м/с); ———— – теоретична; ———— – експериментальна

При комбінації факторів, тобто частоті обертання очисного вала $n_o = 450...480$ об/хв і $V_k = 1,4$ м/с, $n_o = 550$ об/хв і $V_k = 1,6$ м/с та $n_o = 500$ об/хв і $V_k = 1,8$ м/с (рис. 2, б) точки залежностей п7(n)–п9(n) перехрещуються, тобто співпадають із значеннями теоретичних залежностей п10(n)–п12(n), при цьому значення секундної подачі налиплого ґрунту становлять $Q_{2n}^{ke} = 0,72...0,83; 0,75$ і $1,02$ кг/с.

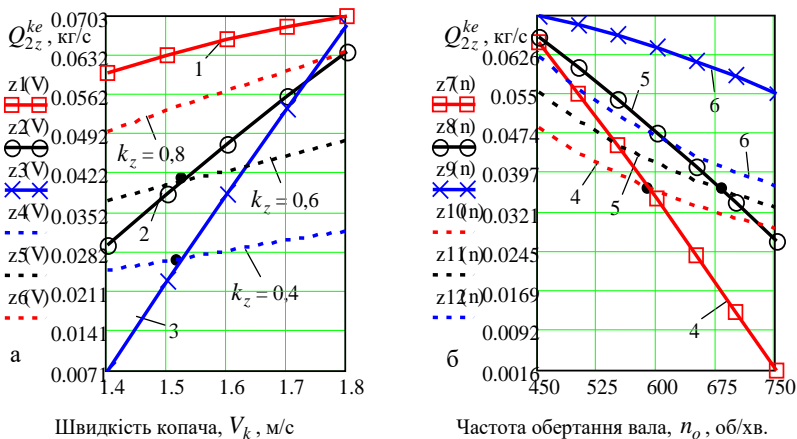


Рис. 3. Залежність зміни Q_{2z}^{ke} від: а – V_k ; б – n_o ; 1, 2, 3 – відповідно $n_o = 450, 600, 750$ (об/хв.); 4, 5, 6 – відповідно $V_k = 1,4; 1,6; 1,8$ (м/с); ———— – теоретична; ———— – експериментальна

Аналіз залежності (рис. 3), яка описується функцією $Q_{2z}^{ke} = f(V_k, n_o)$ і характеризує зміну секундної подачі залишків гички на головках коренеплодів комбінованим одностороннім сферичним копачем, показує, що домінуючими факторами, які регламентують зміну Q_{2z}^{ke} , є поступальна швидкість копача V_k та частота обертання очисного вала n_o , при цьому у межах зміни факторів секундна подача залишків гички на головках коренеплодів становить 0,007...0,09 кг/с. Зміна Q_{2z}^{ke} залежно від V_k носить прямо пропорційний характер: при збільшенні V_k від 1,4 до 1,8 м/с секундна подача залишків гички Q_{2z}^{ke} збільшується від 0,007; 0,03 і 0,06 кг/с, відповідно, до 0,068; 0,06 і 0,07 кг/с при $n_o = 450, 600$ і 750 об/хв (рис. 3, а; залежність $z1(V), z2(V), z3(V)$). Найбільший приріст Q_{2z}^{ke} залежно від збільшення V_k (приблизно у 10 разів) спостерігається при $n_o = 750$ об/хв, а найменший – приблизно у 1,1 раза при $n_o = 450$ об/хв.

Характер зміни Q_{2z}^{ke} залежно від n_o має зворотно пропорційний характер, при цьому мінімальне значення $Q_{2z}^{ke} \leq 0,0016$;

0,025 і 0,055 кг/с відповідає комбінації факторів $V_k \leq 1,4$ м/с; $1,4 \leq V_k \leq 1,6$ м/с і $1,6 \leq V_k \leq 1,8$ м/с при $n_o \geq 750$ об/хв, аналогічно максимальне значення $Q_{2z}^{ke} \cong 0,07$ кг/с – $V_k \geq 1,8$ м/с при $n_o \leq 450$ об/хв.

Різниця значень теоретичної та експериментальної Q_{2z}^{ke} секундної подачі залишків гички на головках коренеплодів (рис. 3) знаходиться в межах 8,0...20,0 %, що обґрунтовується доволі відмінними значеннями характеристики культури при проведенні експериментів від значень початкових умов теоретичного аналізу. При цьому на першому етапі попередньо можна стверджувати, що значення загального коефіцієнта k_z , який враховує ступінь зниження секундної подачі налиплого ґрунту Q_{2z}^{ke} на коренеплодах відносно секундної подачі базового копача, знаходиться в межах 0,6...0,8, при значеннях яких різниця теоретичної та експериментальної секундної подачі компонента домішок Q_{2z}^{ke} відносно зміни V_k знаходиться в межах 3,0...12,0 %, залежність $z5(V)$ і $z6(V)$ (рис. 3, а). При комбінації факторів, тобто частоті обертання очисного вала $n_o = 600$ об/хв і $V_k = 1,4$ м/с, $n_o = 675$ об/хв і $V_k = 1,6$ м/с (рис. 3, б), точки залежностей $z7(n)$, $z8(n)$ перехрещуються, тобто співпадають із значеннями теоретичних залежностей $z10(n)$, $z11(n)$, при цьому значення секундної подачі залишків гички на головках кормових буряків практично однакові та становлять $Q_{2z}^{ke} = 0,037$ кг/с.

Таким чином, отримані рівняння регресії можуть бути використані для практичного визначення секундної подачі загальних домішок Q_2 і секундної подачі складових компонента домішок вороху кормових буряків – вільного $Q_{2\rho}$ і налиплого на коренеплодах Q_{2n} ґрунту, вільних рослинних домішок Q_{2v} і залишків гички на головках коренеплодів Q_{2z} при їх викопуванні від зміни конструктивно–кінематичних параметрів комбінованого однодискового копача: поступальної швидкості руху копача V_k та частоти обертання очисного вала n_o у межах $1,4 \leq V_k \leq 1,8$ м/с; $450 \leq n_o \leq 750$ об/хв.

Висновки. У результаті проведення двофакторного експерименту отримано рівняння регресії, яке характеризує залежність зміни секундної подачі загальних домішок вороху коренеплодів і складових компонента домішок – вільного та налиплого на

коренеплодах ґрунту, вільних рослинних домішок і залишків гички на головках коренеплодів у межах зміни діючих факторів $1,4 \leq V_k \leq 1,8$ м/с, $450 \leq n_o \leq 750$ об/хв, при цьому встановлено, що зі збільшенням V_k секундна подача загальних домішок Q_{2z}^{ke} і домішок вільного ґрунту Q_{2p} монотонно зростає від 8,76 і 8,25 до 13,5 і 12,9 кг/с та досягає максимального значення при $n_o = 600$ об/хв. Різниця теоретичних Q_2^k , Q_{2p}^k та експериментальних Q_2^{ke} , Q_{2p}^{ke} секундної подачі загальних домішок і вільного ґрунту знаходиться в межах 7,0...15,0 %, а в межах зміни частоти обертання очисного вала копача $n_o = 525...650$ об/хв і $V_k = 1,4$ м/с точки залежностей співпадають.

Зміна секундної подачі налиплого ґрунту Q_{2n}^{ke} залежно від V_k носить прямо пропорційний характер: при збільшенні V_k секундна подача налиплого ґрунту Q_{2n}^{ke} збільшується від 0,55 до 1,06 кг/с, причому при $V_k = 1,8$ м/с практично однакова у межах зміни n_o і дорівнює 0,99...1,06 кг/с.

Домінуючими факторами, які регламентують зміну секундної подачі залишків гички на головках коренеплодів Q_{2z}^{ke} , є швидкість руху копача V_k та частота обертання очисного вала n_o , при цьому у межах зміни факторів Q_{2z}^{ke} становить 0,007...0,09 кг/с, а різниця значень теоретичної та експериментальної Q_{2z}^{ke} знаходиться в межах 8,0...20,0 %, що обґрунтовується доволі відмінними значеннями характеристики культури. Найбільший приріст Q_{2z}^{ke} , приблизно у 10 разів, залежно від збільшення V_k відбувається при $n_o = 750$ об/хв, а найменший, приблизно у 1,1 раза – при $n_o = 450$ об/хв.

Література

1. Погорелый Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, М.В. Татьяна – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Пат. 19526 Україна, МКІ⁷ А 01 Д 25/04. Пристрій для викопування коренеплодів / В.М. Барановський, М.Р. Паньків, Г.А. Герасимчук, С.А. Маранда; заявник і власник Національний аграрний університет. – № у 2006 07381; заявл. 03.07.2006; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.

3. Барановський В.М. Результати теоретично–експериментальних досліджень секундної подачі вороху коренеплодів / В.М. Барановський // Вісник ХНТУСГ “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – Харків, 2008. – Том 1. – Вип. 75. – С. 111–120.

4. Герасимчук Г.А. Результати експериментальних досліджень викопування кормових буряків / Г.А. Герасимчук, В.М. Барановський // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2008. – Вип. 130. – С. 365–370.

5. Герасимчук Г.А. Викопування вороху коренеплодів комбінованим робочим органом / Г.А. Герасимчук, В.М. Барановський // Сільськогосподарські машини. – Луцьк: ЛНТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 40–50.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.356.2

© І.В. Головач, к.ф.-м.н. М.Г. Березовий, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України,
В.І. Солтисюк, к.т.н.

Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Бережанський агротехнічний інститут»

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ГИЧКОРІЗАЛЬНОГО АПАРАТА РОТОРНОГО ТИПУ

Розглянуто технологічний процес роботи роторного різального апарата гичкозбиральної машини, який здійснює суцільний безпідірний безкопірний зріз гички цукрового буряку.

РОТОР, РІЗАЛЬНИЙ АПАРАТ, ГИЧКА, ЦУКРОВИЙ БУРЯК, БЕЗПІДІРНИЙ ЗРІЗ.

Постановка проблеми. При вирощуванні цукрового буряку (коренеплодів і гички) збирання є однією з найбільш трудомістких та енергоємних операцій. Враховуючи те, що Україна належить до високорозвинутих бурякосіючих країн і цукор є одним із стратегічних продуктів харчування, вітчизняному машинобудуванню необхідно

налагодити випуск бурякозбиральних машин, функціональні та експлуатаційні показники яких повинні відповідати рівню найкращих світових аналогів.

Підвищення якісних показників процесу збирання цукрового буряку є комплексною науково–технічною проблемою, вирішення якої має базуватися на пошуку нових конструкційних рішень робочих органів та компоновальних схем машин, ґрунтовному теоретичному обґрунтуванні їх конструкційних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженні проведених теоретичних досліджень з кінцевою метою аналізу і синтезу оптимальних їх параметрів.

Однією з головних операцій у технологічному процесі збирання цукрового буряку є видалення гички з головок коренеплодів. Останнім часом широкого розповсюдження у світі набули гичкозбиральні машини з ротаційним різальним апаратом. При цьому є багато конструкцій таких машин, у яких ножі можуть обертатися у вертикальній або горизонтальній площинах. Якщо ножі обертаються у вертикальній площині, то вони не тільки зрізують пучки гички, але й дещо їх подрібнюють.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основні умови процесу безпідпiрного зрізання стеблових рослинних культур, або з так званим інерційним підпором, були вперше аналітично розглянуті дуже давно, ще академіком В.П. Горячкіним [1], стосовно окремої стеблини, що росте з ґрунту і вільно розташована. У подальшому це питання розглядалося Е.М. Гутьяром [2], А.Ю. Ішлинським [3], а також було предметом ґрунтовних досліджень І.Ф. Василенка [4], Н.Ю. Резніка [5], Е.С. Босого [6, 7] та ін. При цьому було встановлено, що такий процес є можливим за умови досягнення обґрунтованої критичної швидкості різання, а також на підставі фізичного моделювання даного процесу, який, на думку авторів, може базуватись на таких основних гіпотезах: виникнення пружних коливань стебла у момент удару по ньому ножа, які збуджують повздовжню хвилю деформацій, що підтримують одна одну і розповсюджуються по довжині стебла, роблячи його особливо жорстким [1], або виникнення деформації згину тіла стеблини під час зрізу, що переміщується вгору і вниз від місця зрізу по матеріалу стебла зі швидкістю звуку [2], або уявлення стебла у вигляді зігнутої осі балки, до якої можна застосовувати рівняння її опору [3] і т. ін. Відповідно до вказаних гіпотез авторами були отримані різні аналітичні вирази для визначення критичної швидкості різання.

Що стосується зрізання гички цукрового буряку, то багато часу (починаючи взагалі з розробки перших конструкцій гичкозбиральних

машин) для цього застосовувались гичкорізальні апарати, які здійснювали звичайне ковзне різання плоским, круглим горизонтальним (або похило розташованим) ножом і у більшості випадків не стебел або листків гички, а безпосередньо головки коренеплоду, або суцільного пучка, що розташований близько від головки, оскільки при цьому обов'язково застосовувалось індивідуальне копіювання.

Численні теоретичні дослідження зрізання гички цукрового буряку [8–10 та ін.] присвячені в основному дослідженню в цілому гичкорізальних апаратів, яких існує багато конструкцій і які складаються з копіювальних (активних і пасивних) і ножових пристроїв, а також пристроїв навішування і приводів. Однак останнім часом, при видаленні гички з головок коренеплодів стали широко використовуватись ротаційні різальні апарати, які здійснюють не індивідуальне обрізання гички з кожного рядка коренеплодів, а виконують суцільний безкопійний зріз з усієї ширини захвату. Простота конструкцій та висока якість процесу різання обумовлюють їх придатність для усіляких умов збирання, а також те, що гичку у більшості випадків перестали використовувати як корм, а тому найчастіше у подрібненому вигляді (при наявності великої кількості ґрунтових домішок) її розкидають по полю.

Таким чином, гичку цукрового буряку зрізують ротаційними ножами, які мають дугоподібну форму, обертаються у поздовжньо-вертикальній площині і безумовно встановлені на підвищену висоту зрізу (із-за нерівного розташування головок коренеплодів по висоті як у межах самого рядка, так і в сусідніх рядках). Тобто з теоретичної точки зору такі апарати виконують звичайне безпідпирне різання стеблових рослинних культур з інерційним підпором. Очевидно з цих причин окремо теорія безпідпирного різання гички цукрових буряків ротаційним різальним апаратом, встановленим у поздовжньо-вертикальній площині, до цих пір докладно не розроблялась, оскільки вважається, що класична теорія безпідпирного різання цілком відображає вказаний процес. Однак також безумовно, що при розробці нової теорії ротаційного гичкорізального апарата класична теорія безпідпирного різання стеблових культур може мати з нею багато спільного (зокрема, у тій її частині, що стосується фізичної суті процесу різання), проте, внаслідок відмінних фізико-механічних властивостей гички і розташування коренеплодів буряків, окремих конструктивних відмінностей, може мати і ряд особливостей.

Тому при створенні теорії різального апарата гичкозбиральної машини використаємо основні положення класичної теорії

безпідпiрного безкопiрного зрiзування зеленої маси ротацiйним апаратом з горизонтальною вiссю обертання, яка найбільш докладно розроблена Е.С. Босим i викладена у сучасному виглядi у [7]. Однак слiд вiдразу зауважити, що вказана теорiя, на жаль, не позбавлена деяких неточностей, тим бiльш, що останнiм часом вона без будь-якої перевiрки наводиться у чисельних пiдручниках i навчальних посiбниках з сiльськогосподарських машин.

Мета дослiдження. Розробка основних положень теорiї ротацiйного гичкорiзального апарата, який здiйснює безпiдпiрний, безкопiрний зрiз гички з головки коренеплоду, закрiпленого у ґрунті.

Результати дослiдження. В НУБiП України на кафедрi механiки i ТММ розроблено нову унiверсальну гичкозбиральну машину, яка виконує технологiчний процес за принципом косарки-подрiбнювача i фронтально начеплена на колiсний трактор. У цiй машинi застосовується ротацiйний гичкорiзальний апарат, у якому зрiзуючi ножi мають дугоподiбну форму i обертаються у поздовжньо-вертикальнiй площинi [11]. На рис. 1 показана конструктивно-технологiчна схема цiєї машини, яка зрiзує як пучки i листя гички, так i рослини, що є на буряковiй плантацiї, i транспортує зрiзану масу у кузов транспортного засобу, що рухається поруч. Технологiчний процес збирання гички цукрового буряка вiдбувається таким чином. При русi трактора по рядках коренеплодiв бурякiв копiювальнi колеса 2, що розташованi у переднiй частинi рухомої рами 1, встановлюють ротор 3 з ножами на потрiбну висоту зрiзу. Ножi мають дугоподiбну форму, шарнiрно встановленi на цилiндричнiй твiрнiй i довжинi ротора 3 таким чином, що забезпечується перекриття ними усiєї ширини захвату, обертаються з великою частотою, що забезпечує зрiзання усього масиву гички. Абсолютна швидкiсть кiнцiв лез дугоподiбних ножiв для зрiзу гички дорiвнює 20...25 м/с, а для скошування iнших, зокрема товстостеблових культур – 40...50 м/с [3]. Зрiзана дугоподiбними ножами гичка рухається у верхню частину кожуха, де потрапляє на шнековий транспортер, який перемiщує зрiзану масу у торцеву частину, пiсля чого кидалка 4 через патрубок 5 вивантажує її в кузов транспортного засобу, що рухається поруч. Остаточнo технологiчний процес збирання гички вiдбувається при зрiзаннi безпосередньо головок коренеплодiв встановленим позаду дообрiзувачем пасивного типу 6.

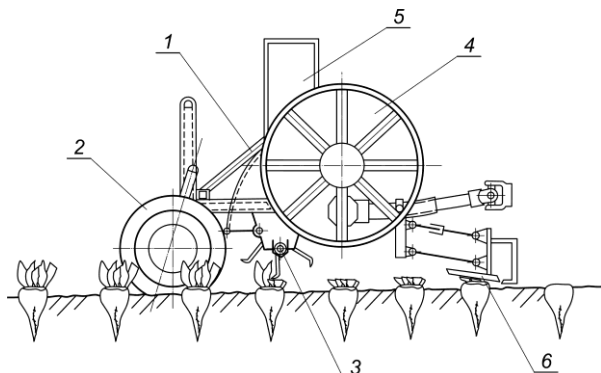


Рис. 1. Схема гичкозбиральної машини з ротаційним різальним апаратом

Проведемо теоретичне дослідження роботи ротаційного гичкорізального апарата вказаної гичкозбиральної машини з метою визначення оптимальних його конструктивних і кінематичних параметрів. Предметом такого дослідження буде визначення зони різання гички у поздовжньо–вертикальній площині, залежно від кінематичних і конструктивних параметрів ротаційного гичкорізального апарата, умови повного перерізування пучка гички при одноразовому зіткненні з лезом ножа дугоподібної форми і аналітичне визначення інших конструктивних параметрів різального апарата. Для цього, перш за все, складемо еквівалентну схему взаємодії ножів ротаційного гичкорізального апарата з пучками гички.

Розглянемо гичкорізальний апарат у поздовжньо–вертикальній площині і представимо його у вигляді ротора, на периферії якого розташовані дугоподібні ножі, що встановлені шарнірно (рис. 2). Ротор рухається поступально (напрямок швидкості \vec{v} , поступального руху показаний стрілкою) і одночасно обертається (з кутовою швидкістю ω) в напрямку, що співпадає з напрямком поступального переміщення. При цьому вісь ротора (на схемі точка O) встановлена на висоті H_1 над рівнем поверхні ґрунту і він рухається вздовж рядка коренеплодів цукрових буряків, у яких висота розташування гички над рівнем поверхні ґрунту позначена через H . Ротор виконує суцільний зріз гички на встановленій висоті h над рівнем поверхні ґрунту.

Проведемо крізь центр ротора (точка O) прямокутну плоску декартову систему координат Oxy , у якій вісь x співпадає з напрямком поступального руху ротора, а вісь y напрямлена донизу. Покажемо на еквівалентній схемі дугоподібний ніж 1, що встановлений у шарнірі e ,

у найнижчому положенні ротора (точка O_1), при якому він фактично вже починає процес різання гички. На схемі відносна траєкторія кінця ножа 1 (як і будь-яких інших ножів) показана пунктирною лінією. У нижній частині ротора ніж 1 починає взаємодію з масивом гички і у прийнятій системі координат Oxy рівняння руху кінця ножа 1 (тобто кромки його леза) у параметричному вигляді мають такий вид [7]:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= v_M t + R \sin \omega t, \\ y_1 &= R \cos \omega t, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

де v_M – поступальна швидкість руху гичкозбиральної машини; R – радіус ротора (в даному випадку від осі обертання ротора до кромки леза дугоподібного ножа); ω – кутова швидкість обертання ротора.

Враховуючи поступальний і обертальний рухи ротора, траєкторією кінця ножа 1 буде крива O_1a .

Розглянемо далі рух другого ножа ротора. Сусідній ніж 2, що розташований на роторі відразу за ножем 1, який зміщений по довжині кола ротора на величину центрального кута α , опише точно таку ж криву, але зміщену у напрямку вектора \vec{v}_M на величину x_b (оскільки ніж 2 починає різання гички у точці b). При цьому центр ротора (точка O) переміститься поступально на величину $v_M t_b$. Таким чином, величина x_b буде дорівнювати:

$$x_b = v_M t_b = v_M \alpha / \omega, \quad (2)$$

де α – центральний кут між двома суміжними, але такими, що рухаються по одному сліду, ножами 1 і 2; t_b – час, за який зміститься точка b від положення O_1 при поступальному русі ротора.

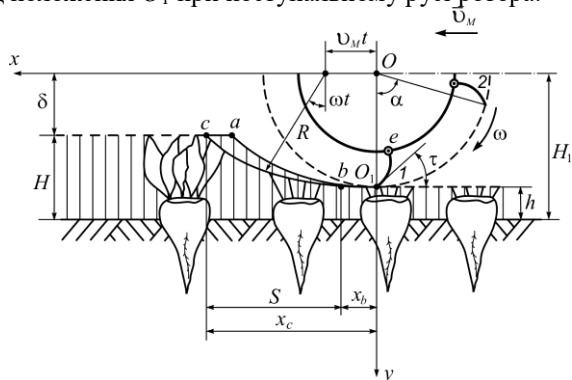


Рис. 2. Еквівалентна схема взаємодії ножів роторного гичкорізального апарату з масивом гички цукрового буряка

Рівняння руху кінця ножа 2 з урахуванням (2), як бачимо зі схеми рис. 2, у параметричному вигляді будуть мати вигляд:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= v_M t + R \sin(\omega t - \alpha), \\ y_2 &= R \cos(\omega t - \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Траекторією кінця ножа 2 буде крива bc .

Визначивши траекторії O_1a і bc руху двох сусідніх ножів (1 і 2) ротора, є можливість визначити зону різання S двох ножів по довжині різання. У проекції на вісь x зона різання S дорівнює:

$$S = x_c - x_b, \quad (4)$$

де x_c – абсциса точки c , тобто точки кінця різання.

Абсцису x_c точки c кінця різання визначимо наступним чином. Якщо H – висота пучка гички, H_1 – висота встановлення осі ротора над рівнем поверхні ґрунту, а δ – величина, що дорівнює $\delta = H_1 - H$, тоді ордината y_c точки c кінця різання $y_c = \delta = R \cos(\omega t_c - \alpha)$ дає можливість визначити $\cos(\omega t_c - \alpha)$, з якого визначаємо час t_c :

$$t_c = \frac{1}{\omega} \left[\alpha + \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) \right]. \quad (5)$$

Тепер для моменту часу $t = t_c$, використовуючи (3), визначаємо абсцису x_c . Вона буде дорівнювати:

$$x_c = v_M t_c + R \sin(\omega t_c - \alpha), \quad (6)$$

або після перетворень:

$$x_c = \frac{v_M}{\omega} \left[\alpha + \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) \right] + \sqrt{R^2 - \delta^2}. \quad (7)$$

Підставимо (7) і (2) у (4), остаточно одержимо значення довжини зони різання S :

$$\begin{aligned} S &= \frac{v_M}{\omega} \left[\alpha + \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) \right] + \sqrt{R^2 - \delta^2} - \frac{v_M \alpha}{\omega} = \\ &= \frac{v_M}{\omega} \arccos\left(\frac{\delta}{R}\right) + \sqrt{R^2 - \delta^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Визначимо далі величину проникнення леза дугоподібного ножа у пучок гички у процесі його першого зіткнення з пучком гички. Для цього розглянемо взаємодію окремого пучка гички умовного діаметра d , розташованого на головці коренеплоду, і окремого дугоподібного ножа, що обертається з кутовою швидкістю ω разом з ротором (рис. 3). При цьому послідовно розглядаємо рух пучка гички,

що має один ступінь вільності і приведену масу $m_{пр.}$, і рух дугоподібного ножа, що має приведену масу $M_{пр.}$. Відлік початку руху пучка гички під дією удару леза дугоподібного ножа починається від вертикалі, проведеної крізь точку O , яка визначає положення пучка гички, що є ще недеформованим. Крізь точку O проведемо горизонтальну вісь x . Прийнемо таке припущення, що переміщення приведеної маси $m_{пр.}$ пучка гички і приведеної маси $M_{пр.}$ леза дугоподібного ножа під час удару будуть прямолінійними на всій ділянці різання. Тоді пучок гички відхилиться від початкового положення (точка O) на відстань x , а кінець леза дугоподібного ножа переміститься на відстань x_n . Таким чином, для визначення величини проникнення леза ножа у пучок гички необхідно окремо скласти диференціальні рівняння руху приведеної маси пучка гички і приведеної маси дугоподібного ножа для визначення законів їх переміщень, а потім розглянути різницю цих переміщень, яка і буде величиною проникнення ε ножа у пучок гички.

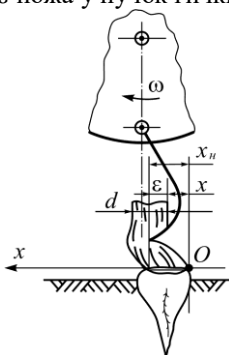


Рис. 3. Схема взаємодії дугоподібного ножа з пучком гички цукрового буряка

Складемо диференціальне рівняння прямолінійного руху пучка гички, яке буде мати такий вигляд (рис. 3):

$$m_{г.д.} \ddot{x} = P(\varepsilon) - cx, \quad (9)$$

де $m_{пр.}$ – маса пучка гички, приведена до точки удару; x – прямолінійне переміщення приведеної маси $m_{пр.}$; $P(\varepsilon)$ – сила, що діє на пучок гички з боку ножа, яка залежить від величини ε проникнення ножа в пучок; cx – сила пружного опору згину пучка гички.

Для розв'язування рівняння (9) необхідно визначити значення сили $P(\varepsilon)$. Залежність сили P від ε звичайно носить нелінійний характер. Однак, як показали попередні дослідження [7], для визначення сили $P(\varepsilon)$ можна виходити з наступного виразу:

$$P(\varepsilon) = P_{\text{н\ddot{o}}} = \frac{A}{d}, \quad (10)$$

де P_{cp} – середня сила різання; A – робота, необхідна на поперечного перерізання пучка гички; d – діаметр пучка гички.

Підставляючи (10) у (9), матимемо таке рівняння руху пучка гички при зрізуванні дугоподібним ножом:

$$m_{i\delta} \ddot{x} + c x = P_{\text{н\ddot{o}}}. \quad (11)$$

Після інтегрування отриманого диференціального рівняння (11) отримаємо остаточний вираз, що описує переміщення приведеної маси m_{np} пучка гички в будь-який момент часу t :

$$x = \frac{P_{\text{н\ddot{o}}}}{c} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_{i\delta}}} t \right). \quad (12)$$

Для знаходження закону руху дугоподібного ножа необхідно скласти диференціальне рівняння його прямолінійного руху на ділянці різання. Дане диференціальне рівняння матиме такий вигляд:

$$M_{i\delta} \ddot{x}_i = -P_{\text{н\ddot{o}}} + \mu(v_i t - x_i), \quad (13)$$

де M_{np} – приведена маса ножа (маса ножа, що приведена до точки удару леза об пучок гички); x_i – переміщення приведеної маси ножа; v_i – критична швидкість поступального переміщення ножа, при якій можливий безпідпирний зріз вільно стоячих пучків гички; $v_i t$ – переміщення кромки леза ножа в момент часу t при відсутності зіткнення з пучком гички, коли ніж перебуває у радіальному положенні; $(v_i t - x_i)$ – відхилення ножа від радіального його положення внаслідок зіткнення з пучком гички в процесі різання; μ – коефіцієнт пропорційності (інтенсивність навантаження, що діє на ніж при відхиленні його на одиницю довжини).

Після інтегрування диференціального рівняння (13) отримуємо закон руху дугоподібного ножа роторного гичкорізального апарата у такому вигляді:

$$x_i = v_i t - \frac{P_{\text{н\ddot{o}}}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{i\delta}}} t \right). \quad (14)$$

Тепер, використовуючи отримані вирази (12) і (14), є можливість визначити величину проникнення ε ножа в пучок гички (див. рис. 3), яка дорівнює $\varepsilon = x_i - x$, або після підстановки виразів (14) і (12), з врахуванням того, що умовою повного зрізання пучка

гички діаметром d при першому зіткненні леза дугоподібного ножа з пучком гички необхідно, щоб $\varepsilon = d$, отримаємо:

$$\varepsilon = d = v_i t - \frac{P_{\text{н.д.}}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{\mu}{M_{i.d.}}} t \right) - \frac{P_{\text{н.д.}}}{\mu} \left(1 - \cos \sqrt{\frac{c}{m_{i.d.}}} t \right). \quad (15)$$

Отриманий вираз (15) визначає умови повного зрізання пучка гички і дає можливість задавати такі конструктивні і кінематичні параметри роторного гичкорізального апарата, при яких зріз пучка гички відбувається у процесі одноразового зіткнення леза дугоподібного ножа з пучком гички. Для зрізання пучка гички необхідно, щоб ніж проникнув у пучок на величину його діаметра d , перш ніж відгин усього пучка x перевищить деяке задане значення $x_{\text{кр.}}$.

Характер розв'язку рівняння (15) буде залежати головним чином від закону зміни μ , оскільки $\mu = f(v_i)$.

Дійсна колова швидкість ротора визначається з умови, що лінійна швидкість v кінця ножа повинна бути більшою критичної швидкості v_i , необхідної для зрізання вільно стоячих пучків гички

$$v = \frac{\pi n R}{30} > v_i, \text{ що дає визначити умову, за якою } n > \frac{30 v_i}{\pi R}.$$

Радіус ротора R обираємо з умови, що розмір зони різання по вертикалі не повинен перевищувати величину R , тобто $R > H - h$. Практично радіус R ротора знаходиться в межах 300...350 мм [11]. Ширину дугоподібного ножа приймаємо виходячи з максимального діаметра d_{max} пучка гички, який дорівнює $B = d_{\text{max}} + (30 \div 50)$, мм. Довжина робочої частини ножа O_1e (див. рис. 2) визначається кутом встановлення ножа τ . При зменшенні кута τ погіршується сходження зрізаної маси гички з ножа, а при збільшенні – значно зростає енергія на різання і подолання опору повітря. Експериментальні дослідження [7] показали, що доцільно кут τ приймати в межах 30...40°.

Якщо гичкозбиральна машина зрізує масив гички без попереднього нахилу, то до кінця фази різання на робочій частині ножа накопичуються зрізані шматочки гички за рахунок підпору ще не зрізаних пучків, а потім під дією відцентрових сил вони сходять з поверхні ножа. Таким чином, на робочій поверхні ножа повинні поміститися всі пучки гички, що зрізуються на ділянці S . Якщо позначити K – кількість пучків гички на 1 м^2 , \sqrt{K} – кількість пучків гички, розміщених на одиниці довжини, N – кількість пучків гички на довжині S зони різання, а d – діаметр пучка гички, то $O_1e > Nd = \sqrt{K} \cdot Sd$.

Визначимо далі число рядів ножів, що проходять по одному сліду. Якщо зрізуються довгі, попередньо нахилені стебла гички або рослинних решток, то за довжину різання l можна прийняти лінію ac , що дорівнює $ac = l = v_M \alpha / \omega$. Оскільки $\alpha = 2\pi / z$, то зв'язок l з числом рядів ножів z буде $l = 2\pi v_f / z \omega$, звідки $z = 2\pi v_f / l \omega$.

Якщо ж зрізуються прямостоячі пучки (стебла) гички, то згідно з рис. 2 максимальна довжина різання по вертикалі з достатньою для практичних розрахунків точністю також буде $ac = l$. Таким чином, і для даного випадку можна користуватися отриманими вище співвідношеннями.

Висновки.

1. Використовуючи основні положення теорії безпідпiрного безкопiрного зрiзу рослинної маси, складенi основнi теоретичнi передумови розрахунку ротацiйного гичкорiзального апарата гичкозбиральної машини.

2. Аналітично знайдені зона різання гички, величина проникнення леза дугоподібного ножа у пучок гички, зокрема умови повного зрізу пучка гички при одноразовому зіткненні з ножом та інші умови, які забезпечують суцільний зріз масиву гички.

3. Використовуючи отримані аналітичні залежності, є можливість розраховувати і проектувати нові конструкції ротаційних зрізувальних апаратів гичкозбиральних машин.

Література

1. Горячкин В.П. Собрание сочинений. – Том третий. –Изд. 2-е. – М.: Колос, 1968. – 384 с.
2. Гутьяр Е.М. К теории резания стеблей // Сельхозмашина. – 1931. - №7. – С.12–13.
3. Ишлинский А.Ю. Задача о скорости косьбы злаков // Сельхозмашина. – 1937. - №5–6. – С. 8–12.
4. Василенко И.Ф. Теория режущих аппаратов жатвенных машин. Труды ВИСХОМ. – М., 1937. - №5. – С.7–14.
5. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
6. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин. Теория и расчет. – М.: Машиностроение, 1967. – 167 с.
7. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин: Учебник для вузов сельскохозяйственного машиностроения / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах; Под ред. Е.С. Босого – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 568 с.

8. Татьяна Н.В. Расчет рабочих органов для обрезки ботвы сахарной // Тракторы и сельхозмашины. – 1962. - №11. – С. 18–21.

9. Татьяна Н.В. Исследование и усовершенствование аппарата для срезания ботвы с корней сахарной свеклы до их выкопки: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1967. – 28 с.

10. Хвостов В.А., Рейнгарт Э.С. Машины для уборки корнеплодов и лука (теория, конструкция, расчет). – М.: ВИСХОМ, 1995. – 391 с.

11. Булгаков В.М., Сипливец А.А., Березовый Н.Г., Зыков П.Ю. Разработка конструкции новой универсальной ботвоуборочной машины. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том III, “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - Київ, 1997. – С. 76–77.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Булгаков

УДК 621.928.37

© М.В. Горовий

Сумський національний аграрний університет

ДО ПИТАННЯ ПРО РЕГЕНЕРАЦІЮ ВІДПРАЦЬОВАНИХ МАСЕЛ

Об'єктом дослідження є дослідження технічних засобів та технологічних процесів відновлення та стабілізації експлуатаційних властивостей відпрацьованих моторних масел, що використовуються в автотракторних двигунах, фізичними способами в умовах АПК. Проведені теоретичні дослідження процесів: відстою; центрифугування механічних домішок; мікрофільтрації (освітленні); введення й диспергування присадок.

ВІДПРАЦЬОВАНІ МАСЛА, РЕГЕНЕРАЦІЯ, МЕХАНІЧНІ ДОМІШКИ, ОСАДЖЕННЯ, ЦЕНТРИФУГУВАННЯ.

Постановка проблеми. Відпрацьовані масла – цінна сировина для виробництва мастильних матеріалів. Їх економічно вигідно відновлювати, тому що з 100 т нафтової сировини можна одержати біля 14 т масел і мастил, а з такої ж кількості відпрацьованих масел до 60 – 80 т регенованих продуктів, що не поступаються за якістю свіжим маслам. Проте широке поширення досвіду відновлення і використання відпрацьованих масел стримується відсутністю

ефективної технології регенерації масел, відсутністю технічних засобів для збору і переробки відпрацьованих масел, недосконалістю організації робіт і т.п.

Аналіз основних досліджень і публікацій. У процесі експлуатації масла відбувається погіршення його показників, що безпосередньо впливає на якість масла, тобто відбувається процес старіння.

Дослідженнями цих процесів займалися вчені: Григорьєва М.А., Коваленко В.П., Лишко Г.П., Ітинська Н.І., Черножуков Н.І., Хмелевий Н.М. Дідур В.А., Лебідев А.Т. та інші.

Незважаючи на глибокі зміни якості при роботі масла в автотракторних двигунах, основний його вуглеводневий склад змінюється незначно. Якщо з відпрацьованого масла видалити всі механічні домішки і продукти окислення, то знову можна одержати очищене масло, по якості не гірше за товарне. Саме на цьому принципі заснована система повторного використання масел, що дозволяє значно скоротити витрату моторних масел. Цій проблемі присвячені роботи багатьох вчених: Бутова Н.П., Венцеля С.В., Віннера А.В., Дехтярьова В.А., Морозова Г.А., Попок К.К., Рибаківа К.В., Топіліна Г.Є. та інших.

Мета дослідження. Продовження строку служби моторних масел та зниження експлуатаційних витрат при використанні тракторів і автомобілів в умовах АПК.

Результати дослідження. Властивості масел у процесі експлуатації змінюються внаслідок старіння під дією окислювання й випару, а також забруднення твердими механічними домішками, дизельним паливом, водою й легко киплячими речовинами. На жаль, старіння масла – необоротний процес. Забруднення можуть бути вилучені шляхом фільтрації твердих домішок і випарювання води. Окислювання масел відбувається в результаті контакту з киснем повітря й приводить до необоротних змін їхнього хімічного складу. Воно стимулюється каталітичною дією металів, з якими стикається масло, і швидко прогресує з підвищенням температури.

Процес старіння впливає на масла. Однак, незважаючи на нагромадження в маслі продуктів окислювання, механічних домішок і води, зниження змісту присадок, у маслі відбувається поліпшення (стабілізація) його вуглеводневого складу. Тому якщо з масла видалити всі механічні домішки і продукти окислювання (загальна кількість яких звичайно не перевищує 4...6%) і додати до нього відсутню кількість присадок, то можна повторно використати масло по прямому призначенню. Саме на цьому принципі заснована система повторного

використання масел, що дозволяє значно скоротити витрату моторних масел в агропромисловому виробництві (АПВ).

Система регенерації масел дуже розвивається як у нас, так і за кордоном. Завдяки регенерації кожної тони відпрацьованих масел можна одержати 0,7 – 0,8 т базової основи мастильних матеріалів, на виробіток якої потрібно більше 5 т нафти.

У світі використовується багато технологій регенерації масел, але ці технології – промислові й застосовуються на нафтопереробних підприємствах, при великомасштабному виробництві. Регенерація масел за цими технологіями безпосередньо на місцях їхнього використання, тобто в АПВ, ремонтних підприємствах і у фермерських господарствах пов'язана з великими труднощами й економічно не вигідна, тому практично не прийнятна.

Таким чином, у сформованих умовах АПВ (технічні засоби реалізації цього процесу ще недосконалі) необхідно шукати нові методи і технології регенерації масел, які були б прийнятні для агропромислового виробництва.

Проаналізувавши існуючі окремі технологічні процеси регенерації відпрацьованих масел, ми прийшли до висновку про необхідність створення установок блочно-модульного типу, що послідовно виконують кілька завершених процесів. Сформований у такий спосіб технологічний процес складається з наступних операцій: відстою; центрифугування механічних домішок; видалення води й палива; мікрофільтрації (освітлення); введення й диспергування присадок.

Вивченням процесів очищення моторних масел й інших робочих рідин від забруднюючих домішок за допомогою найпростішого способу – відстою займалися фахівці в різних галузях машинобудування й механізації сільськогосподарського виробництва.

У нашій роботі виникла необхідність розглянути це питання, тому при розробці установки для регенерації масел був передбачений перший блок – блок відстою, у якому протікає процес попереднього очищення осадженням деякої частини забруднюючих домішок у гравітаційному полі.

Припускаючи, що частка домішок осідає з постійною швидкістю (без прискорень), і зневажаючи силою інерції (під власною вагою), запишемо рівняння:

$$U = 2 \cdot r^2 \cdot (\rho_x - \rho_l) / 9 \cdot \mu,$$

де U – швидкість осадження; r – наведений радіус частки; μ – коефіцієнт динамічної в'язкості; ρ_M – об'ємна маса масла; ρ_C – об'ємна маса матеріалу частки.

Якщо процес осадження проходить у резервуарі висотою H , то тривалість осадження забруднюючих домішок складе:

$$\tau \leq \frac{H}{U} = \frac{9 \cdot \mu \cdot U}{2 \cdot r^2 \cdot (\rho_x - \rho_l)} \quad (1)$$

Якби виявилося економічно доцільним здійснювати підігрів відпрацьованого масла при його відстої, то, використовуючи вираження з урахуванням температури, можемо перетворити в (1)

$$\tau \leq \frac{9 \cdot H \cdot \mu_1}{2 \cdot r^2 \cdot \left[\frac{\rho_x^0}{1 + \beta \cdot t} - \rho(t) \right] \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^k}, \quad (2)$$

де T – температура масла, $^{\circ}\text{K}$; k – коефіцієнт, що для моторного масла визначається співвідношенням $2,53 \leq k \leq 3,27$; ρ_x^0 – об’ємна маса початкова; β – коефіцієнт об’ємного розширення матеріалу частки; t – температура частки щодо початкового стану.

Аналізуючи рівняння (2), можна відмітити, що з підвищенням температури масла при відстої тривалість осадження часток забруднюючих домішок помітно знижується.

Наступний етап технології очищення масел від механічних домішок – процес центрифугування. На основі останніх досягнень у розробці теорії відцентрового очищення масла фахівцями сконструйовані надшвидкісні відцентрові очисники. Однак при всіх своїх перевагах центрифуги мають й істотний недолік: злив приводної рідини з корпусу центрифуги протікає самопливом. Це значно знижує ефективність роботи центрифуг і ступінь очищення масла.

Показники ефективності роботи центрифуги є функцією кутової швидкості ротора. Тому можна зробити висновок, що вдосконалювання гідроприводу центрифуги (з метою підвищення сепараційної ефективності) повинне бути спрямоване на підвищення кутової швидкості обертання ротора центрифуги.

Кутова швидкість ротора визначається як відношення:

$$\omega = \frac{\eta_A \cdot N_0}{M_c(\omega)},$$

де η_c – гідравлічний КПД центрифуги; N_0 – потужність приводного потоку; $M_c(\omega)$ – сумарний момент опору обертанню центрифуги.

Аналіз даного виразу показує, що при постійному ККД і величині наявної енергії потоку зміна кутової швидкості ротору пропорційно зміні величини моменту опору обертанню. При зростанні

кутової швидкості обертання в сумарному моменті опору збільшується аеродинамічна частка моменту опору.

Досягти зменшення аеродинамічного моменту опору обертання можна шляхом зменшення щільності середовища, що оточує ротор центрифуги. І тут використання струминного насоса дозволить не тільки відбирати й транспортувати масло, але й створити велике (до 0,06 МПа) розрідження в корпусі центрифуги, що приведе до значного зменшення аеродинамічного моменту опору обертання ротора центрифуги.

Третій етап технології очищення масел – мікрофільтрація. Відомо, що відділення зважених часток домішок розміром 0,1 – 1 мкм реалізується методами мікрофільтрації, що проходять при тисках 3 – 10 кг/см².

Ефективність мікрофільтрації оцінюється селективністю і питомою продуктивністю. Основні фактори, що впливають на швидкість і селективність мікро фільтрації, – це робочий тиск, температура, гідродинамічні умови, природа й концентрація розділеної суміші.

При мікрофільтрації швидкість процесу на початку збільшується з підвищенням робочого тиску, а потім стабілізується й стає постійною. При досить високій швидкості перемішування концентрація мікродомішок в об'ємі постійна. При цьому товщина прикордонного шару й профіль концентрації в ньому також стають практично постійними. На поверхні мікрофільтра утворюється шар гелю, концентрація мікродомішок стає постійною і не залежить від робочого тиску. При цьому швидкість процесу й селективність мікрофільтра теж постійні. Застосування встановлених закономірностей, що визначають динаміку процесу фільтрації, залежить від властивостей фільтруючого матеріалу, концентрації забруднень у маслі і їхній дисперсній сполуці, режиму фільтрації й визначається експериментальними дослідженнями.

Для диспергування (активізації) присадок масла використати гідродинамічний випромінювач ультразвукових коливань.

Тим більш, що акустична рідинна обробка матеріалів набула широкого застосування в промисловості. З її допомогою можна істотно інтенсифікувати основні технологічні процеси і у ряді випадків одержати якісно нові результати.

Але використання в технологіях потужних звукових полів представляє досить важку справу, тому що навіть наближений їх розрахунок можна здійснити тільки базуючись на теорії нелінійної акустики. Слід зазначити, що основним фактором, що інтенсифікує

процес, є не саме поширення пружної хвилі деформації, а виникаючі при цьому вторинні ефекти: акустичні хвилі, звукокапілярний ефект, кавітація й т.д.

З найбільше широко застосовуваних акустичних випромінювачів (магніострікційні, п'єзокерамічні і гідродинамічні) можна використати гідродинамічні випромінювачі. Це визначається тим, що магніострікційні та п'єзокерамічні перетворювачі складні у виготовленні й тому досить дороги. Обслуговування цих систем вимагає спеціальної кваліфікації персоналу. До переваг гідродинамічних випромінювачів можна віднести й те, що струмінь рідини тут є і генератором коливань, і об'єктом випромінювання.

Гідродинамічні випромінювачі – пристрої, які перетворюють частину енергії рідини, що рухається, в енергію акустичних хвиль. Робота гідродинамічного випромінювача заснована на генеруванні збурювань у рідкому середовищі у вигляді якогось поля швидкостей і тисків при взаємодії рідини, що рухається, з нерухомою або рухливою механічною перешкодою певної форми й розмірів.

Існують гідродинамічні випромінювачі, що створюють звукове поле за рахунок пульсації вихрової області локалізованої між соплом і відбивачем. У цих випромінювачах використовуються конусно–циліндричне сопло й відбивач із виїмкою, близької за формою до параболоїда обертання. При певних геометричних розмірах сопла й відбивача спостерігається періодичне вибухово–подібне руйнування вихрової області. Частота цього руйнування і визначає основний тон генеруємого звукового поля. Увесь же спектр генеруємих коливань (залежно від конструкції випромінювача) може лежати в інтервалі 0,4 – 40 кГц. Максимум звукового тиску в ближній зоні випромінювача може досягати 2 – 4,5 МПа при швидкості витікання струменя не менш 20 – 25 м/с (для рідин з динамічною в'язкістю близько 1.0 МПа·с). Для одержання такого ж звукового поля в рідинах з більшою в'язкістю треба збільшувати швидкість витікання рідини із сопла. При цьому ККД випромінювача (відношення енергії звукового випромінювача до кінетичної енергії струменя) становить 6–8%. Збільшення зовнішнього протитиску може підвищувати звуковий тиск генеруємих коливань, але при цьому треба підвищувати тиск рідини на вході у випромінювач.

Висновки.

На підставі проведених теоретичних досліджень можна зробити наступні висновки:

– процес попереднього очищення масла від забруднюючих домішок осадженням залежить від наступних факторів: температури

масла, висоти стовпа відстою рідини. Якщо ємність відстою підігривається й висота стовпа найменша, то процес протікає більше ефективно;

– якість очищення масла від механічних домішок центрифугуванням буде залежати від частоти обертання ротора центрифуги, а саме при збільшенні частоти обертання до десяти тисяч обертів у хвилину досягається найбільша якість очищення. Але для вітчизняних автотракторних центрифуг таку частоту обертання ротора можна одержати тільки використовуючи струминний насос, що створює розрідження в порожнині ротора й тим самим зменшує в ньому аеродинамічні опори;

– для виділення механічних домішок розміром до 0,1 мкм найбільш ефективним є метод з використанням мікрофільтрів. Його ефект залежить від типу мікрофільтра, його об'єму, часу фільтрації, тиску й в'язкості масла, яке фільтрується;

– для диспергування й активізації присадок ефективно використати гідродинамічний випромінювач, дієвість якого залежить від температури рідини, її тиску і в'язкості. Розрахунок гідродинамічного випромінювача необхідно проводити окремо для кожного випадку й залежить від потужності струминного насосу, температури й щільності рідини.

Література

1. Венцель С.В. Применение смазочных масел в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Химия, 1979. –240 с.
2. Заславский Ю.С. Трибология смазочных материалов. – М.: Химия, 1991. –185 с.
3. Итинская Н.И. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости. – М.: Колос, 1974. –352 с.
4. Камбулов С.И. Оптимизация параметров очищения масел. // Технологические комплексы, машин и оборудования для механизации производственных процессов в полеводстве. Сб. науч. тр. ВНИПТИМЭСХ–Зерноград, 1994. –С.176 – 184.
5. Лышко Г.П.; Потапов Ю.С., Алейнов И.Н. Топливо, смазочные материалы и технические жидкости. – Кишинев: ГАУ Молдовы, 1997. –486 с.
6. Шашкин П.И., Брай И.В. Регенерация отработанных нефтяных масел. – М.: Химия, 1970. – 304 с.

Рецензент д.т.н., проф. Є.М. Гецович
УДК 664.653.1

© Ю.Л. Гунько, к.т.н., В.О. Голюк
Луцький національний технічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНОЇ ВИПАРНОЇ УСТАНОВКИ ЦУКРОВОГО ВИРОБНИЦТВА

У статті наведено нове конструктивне рішення багатокорпусної випарної установки цукрового виробництва, робота якої підвищить ефективність процесу випарювання і знизить витрату енергоносіїв на процес випарювання.

ВИПАРЮВАННЯ, ВИПАРНА УСТАНОВКА, АВТОМАТИЗАЦІЯ, КЕРУЮЧА СИСТЕМА.

Постановка проблеми. Випарювання – термічний процес концентрування розчинів твердих речовин при кипінні і часткового видалення рідкого розчинника у вигляді пари. У техніці процес випарювання одержав широке поширення, тому що багато речовин отримуються у вигляді слабких водних розчинів, а у готовому для вживання чи зберігання вигляді вони повинні бути частково або повністю зневоднені.

Вперше випарювання як технологічний процес набуло застосування у виробництві цукру. У Росії ще в 1802 році був побудований цукровий завод із застосуванням випарювання цукрового сиропу [1].

В даний час у цукровому виробництві впроваджуються автоматизовані випарні установки, до складу яких входять сучасні системи керування. Зокрема, керуючу систему технологічними процесами впроваджено на Гнідавському цукровому заводі. Система керує процесами у дистанційному режимі, контролює стан електроприводів технологічних механізмів з можливістю керування як у місцевому, так і дистанційному режимах, контролює величини основних технологічних параметрів і проводить графічну архівацію за заданий період часу, здійснює звукову і світлову сигналізацію при виході величини параметрів за встановлені межі.

Встановлення такої системи керування дозволяє проводити дослідження технологічних процесів і зокрема процесу випарювання, і на основі одержаної інформації про динаміку показників та параметрів під час роботи технологічного обладнання з'являється можливість вдосконалювати конструкції випарних установок.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Глибоке наукове обґрунтування та аналіз процесів випарювання наведені російським вченим І.О. Тищенком у монографії «Сучасні випарні апарати та їх

розрахунок». Вчені М.І. Гельперін, В.М. Стабніков, І.І. Чорнобильський також забезпечили значний внесок у вивчення випарної техніки.

Результати дослідження процесів випарювання наводяться у працях ряду авторів [1,2,3], де викладені основні положення теорії випарювання і розглянуті перспективні конструкції випарних установок.

Проте процес випарювання на установках, які управляються керуючими системами, на даний час вивчений недостатньо.

Метою дослідження є вдосконалення конструкції багатокорпусної випарної установки цукрового виробництва.

Результати дослідження. У випарній установці (рис.1) теплотехнічний контроль за роботою устаткування здійснюється за допомогою контролю вимірювальних приладів. Вони призначені для допоміжного відновлення заданого режиму всієї станції випарювання. Відповідно до показів цих приладів проводиться оптимальний експлуатаційний режим роботи випарних агрегатів, їх випробування й налагодження.

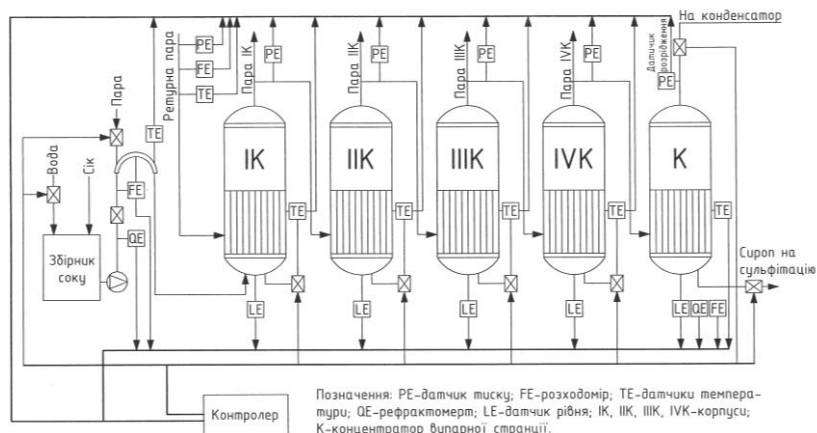


Рис. 1. Схема автоматизації багатокорпусної випарної установки

Система автоматизованого управління технологічними процесами на Гнідавському цукровому заводі складається з наступних рівнів: нижчий рівень (виконавчі механізми та датчики), середній рівень (програмований контролер Simatic S7-314 фірми Siemens); вищий рівень (система візуалізації WinCC).

Керуюча система забезпечує управління процесом з боку оператора. Наприклад, оператор може задавати значення уставок або

відкривати клапан за допомогою користувальницького графічного інтерфейсу. Програмно-технічний комплекс системи управління складається з управляючих контролерів Momentum (Schneider Electric), операторських графічних панелей Magelis (Schneider Electric) і робочих станцій на базі Monitor Pro (Schneider Electric).

Керуючі контролери пов'язані промисловою мережею Modbus Plus. Операторські панелі знаходяться в щитах, які розташовані безпосередньо біля вакуум-апаратів. Всі панелі Magelis об'єднані по мережі Modbus Plus. Це дає можливість з однієї панелі проводити управління різними вакуум-апаратами.

Дослідження роботи багатокорпусної автоматизованої випарної установки (рис. 2) проводилось в автоматичному режимі з одержанням наступних даних: тиску, витрати конденсату, концентрації, температури.



Рис. 2. Автоматизована випарна установка

Аналіз одержаних даних дозволяє запропонувати вдосконалення конструкції випарної установки, а саме планується виконати заміну третього випарного апарату з центральною циркуляційною трубою на плівковий, який має високий коефіцієнт випарювання за один прохід і забезпечить високу ефективність випарювання через значну щільність теплового потоку та менш інтенсивну обробку продукту завдяки нетривалому часу перебування в апараті.

Висновок. На основі аналізу інформації про роботу автоматизованої багатокорпусної випарної установки цукрового виробництва було запропоновано внести конструктивні зміни, які

дозволять зменшити енергозатрати на процес випарювання та підвищити надійність роботи установки.

Література

1. Павлов К.Ф., Романов П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – М.: Химия, 1987. – 552 с.

2. Процеси і апарати харчових виробництв. Методичні вказівки для студентів технологічних спеціальностей напряму «Харчова технологія і інженерія» денної та заочної форм навчання. – Київ: НУХТ, 2003.

3. Аболмаков Г.Ф. Примеры и задачи по курсу технологического оборудования молочной промышленности. – М.–Л.: Машиностроение, 1966. – 284 с.

4. Баранцев В.И. Процессы и аппараты пищевых производств. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1983. – 136 с.

5. Основные процессы и аппараты химической технологии. Под ред. Ю.И. Дыгнерского. – Москва: Химия, 1991.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 664.653.1

© Ю.Л. Гунько, к.т.н., О.В. Лінник
Луцький національний технічний університет

ВДОСКОНАЛЕННЯ АВТОМАТИЗОВАНИХ ФІЛЬТРУВАЛЬНИХ АПАРАТІВ ЦУКРОВОГО ВИРОБНИЦТВА

У статті наведено нове конструктивне рішення для листових фільтрувальних апаратів цукрового виробництва, що забезпечить підвищення ефективності процесу фільтрування і зниження витрат на цей процес.

ФІЛЬТРУВАННЯ, АПАРАТ, ПРОЦЕС, СИСТЕМА, АВТОМАТИЗАЦІЯ.

Постановка проблеми. Особливістю процесу фільтрування є те, що для здійснення цього процесу необхідно створити різницю тисків по обидві сторони від перегородки, яка виконує роль початкового опору для протікання процесу, тому швидкість процесу

фільтрування прямо пропорційна різниці тисків і обернено пропорційна опору пористої перегородки і осаду. Додатковий опір на фільтруючу перегородку зростає при збільшенні товщини осаду або закупорюванні його частинками пористої фільтруючої перегородки, а також при одночасному збільшенні товщини осаду і закупорюванні пор його і перегородки.

Дослідження процесів фільтрування найбільш ефективно можливо проводити з використанням керуючої системи технологічними процесами (таку систему розроблено на Гнідавському цукровому заводі). Система керування передбачає можливість отримання оперативної інформації про стан основних показників та параметрів фільтрувальних апаратів, що дозволяє аналізувати проходження процесу фільтрування і вносити у технологічне обладнання конструктивні зміни, які покращать ефективність процесу.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питанням дослідження процесів фільтрації займалися такі вчені, як І.А. Александров, В.А. Жужиков, Г.А. Аксельруд.

Результати дослідження процесів фільтрації наводяться у працях ряду авторів [1,3,4], у яких, зокрема, можна виділити такий важливий аспект, що на перебіг процесу фільтрування впливають дві групи факторів: мікрофактори і макрофактори. До макрофакторів відносяться структура та геометрія фільтрувальної перегородки і шару осаду, в'язкість фільтрату, різниця тисків по сторонах фільтра; до мікрофакторів – розміри і форма пор, по яких рухається рідина в осаді до фільтрувальної перегородки.

Але досліджень процесу фільтрування на установках, які управляються керуючими системами, на даний час проведено недостатньо.

Метою дослідження є вдосконалення конструкцій листових фільтрувальних апаратів на основі використання даних, отриманих під час автоматизованого керування технологічним обладнанням.

Результати дослідження У фільтрувальній установці (рис.1) контроль за роботою устаткування здійснюється за допомогою контрольно-вимірювальних приладів. Вони призначені для автоматичного відновлення заданого режиму всієї станції фільтрування. Відповідно до показів цих приладів проводиться оптимальний експлуатаційний режим роботи фільтрувальних апаратів, їх випробування й налагодження.



Рис. 1. Фільтрувальна установка

В процесі дослідження роботи фільтрувальної станції (рис.2) знімались в автоматичному режимі наступні параметри:

- тиск у збірнику фільтрувального соку;
- рівень у збірнику фільтрувального соку;
- рівень у збірнику не фільтрованого соку;
- рівень у напірному збірнику фільтрованого соку;
- витрата фільтрованого соку;
- об'єм.

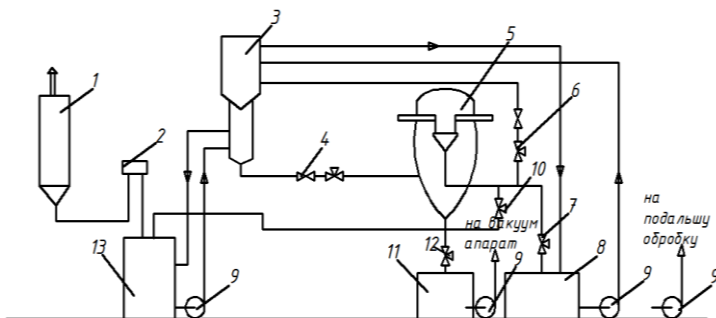


Рис. 2. Фільтрувальна станція: 1 – апарат першої сатурації, 2 – контрольний ящик, 3 – напірний збірник нефільтрованого соку першого фільтрату, 4 – дисковий затвор нефільтрованого соку, 5 – листовий фільтр, 6 – дисковий затвор реверсивного потоку фільтрату, 7 – дисковий затвор фільтрату, 8 – збірник фільтрату, 9 – центробіжні насоси, 10 – додатковий дисковий затвор відводу перших каламутних порцій фільтрату, 11 – мішалка згущеної суспензії, 12 – дисковий затвор для випускнення згущеної суспензії, 13 – збірник нефільтрованого соку

На основі аналізу одержаних даних до конструкції автоматизованих фільтрувальних апаратів були запропоновані наступні зміни:

- встановлення збірника для гідрозатвору;
- нарощення напірного збірника на 2м (його висота складатиме 6м);
- встановлення додаткової засувки для часткового вивільнення фільтра;
- додатково включити відкриття другої засувки під час регенерації для половинного спуску;
- створити петлю, яка є перепонуою для процесу заповірювання.

Висновок. Дослідження процесу фільтрування за допомогою керуючої системи дозволило внести вдосконалення до конструкції листових фільтрувальних апаратів, що забезпечить значне підвищення ефективності процесу фільтрування, збільшення продуктивності фільтрувальної станції, забезпечення підтримання процесу в оптимальному режимі, полегшення роботи при обслуговуванні станції фільтрації, економити допоміжні матеріали, зниження втрат цукру у фільтрувальному осаді.

Література

1. Стабников В.Н., Лысянский В.М., Попов В.Д. Процессы и аппараты пищевых производств. –М.: Агропромиздат, 1985. – 503 с.
2. Кавецкий Г.Д., Васильев Б.В. Процессы и аппараты пищевой технологии. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1999. – 551с.
3. Берд В., Стьюард В., Лайтфут Е. Явления переноса. – М.: Химия, 1974.
4. Проектирование процессов и аппаратов пищевых производств /В.С.Бодров, А.Т. Богоров, П.Т. Лобода, В.М. Лысянский; под ред. В.Н. Стабникова. – Киев: Вища школа, 1982. – 200 с.
5. Расчеты и задачи по процессам и аппаратам пищевых производств /СМ. Гребенюк, Н.С. Михеева, Ю.П. Грачев и др. – М.: Агропромиздат, 1987. – 304 с.
6. Марценюк А.С., Стабников В.Н. Пленочное тепло – и массообменные аппараты пищевой промышленности. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 160 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк

УДК 629.3.018.4

© А.П. Гусев, к.т.н., І.О. Павлова, к.т.н., О.В. Приймак, д.т.н.
Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ ЗА ПОКАЗНИКАМИ КІЛЬКІСНОЇ ОЦІНКИ

У статті проведено аналіз корпусних деталей, зокрема тих, що використовуються в сільськогосподарському та автомобілебудуванні, за показниками кількісної оцінки, а також запропонована методика підбору таких деталей для обробки на багатоцільових металообробних верстатах.

КОРПУС, ПОВЕРХНЯ ДЕТАЛІ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, КІЛЬКІСТЬ, ЯКІСТЬ, ШОРСТКІСТЬ, ТОЧНІСТЬ, УНІФІКАЦІЯ.

Постановка проблеми. Питання підвищення ефективності технологічної підготовки виготовлення та відновлення деталей у сільськогосподарському та автомобілебудуванні з використанням багатоцільових металорізальних верстатів (БМВ) в умовах гнучкого виробництва набуває все більшої актуальності. Гнучке виробництво, основою якого є верстати з ЧПУ, служить для випуску продукції з частою зміною номенклатури. Скорочення термінів освоєння нової продукції піднімає проблему мінімізації часу на технологічну підготовку виробництва, виготовлення та відновлення деталей. Проте при використанні БМВ в технологічній підготовці виробництва з'являється новий етап – підбір деталей, формування геометричних планів обробки та підготовка керуючих програм (КП). Проблема підготовки КП на практиці вирішується створенням та освоєнням автоматизованих систем програмування.

Аналіз останніх досліджень показує, що існуючі методи підбору корпусних деталей для обробки на БМВ не придатні для умов гнучкого виробництва. Ці методи трудомісткі, вимагають великої кількості обчислень, займають багато часу і, як наслідок, значно збільшують цикл технологічної підготовки виготовлення корпусних деталей.

Тому необхідно знати, які особливості мають корпусні деталі, що обробляються на БМВ, порівняно з аналогічними деталями, обробка яких буде доцільною на універсальних верстатах.

Цю задачу не можна вирішити без математичного моделювання технологічної підготовки БМВ, що ґрунтується на аналізі

конструктивних властивостей корпусних деталей та їх зв'язку з особливостями механічної обробки на БМВ.

Метою дослідження є підвищення ефективності технологічної підготовки БМВ для виготовлення та відновлення корпусних деталей для сільськогосподарської техніки та автомобілів в умовах гнучкого виробництва. Для цього необхідно сформувані уніфіковані схеми розміщення оброблюваних поверхонь на основі кількісної оцінки конструктивних властивостей.

Результати дослідження. При відборі корпусних деталей для обробки на багатоцільових металорізальних верстатах (БМВ) необхідно надавати перевагу складним корпусам з точними за розмірами поверхнями, низькою шорсткістю, підвищеними вимогами до форми та взаємного розміщення поверхонь з великою кількістю однакових отворів. Проте для дорогого обладнання відбираються деталі, при обробці яких використовується тільки частина широких технологічних можливостей БМВ. Тому необхідно створити таку методику підбору деталей, основу на об'єктивних оцінках конструктивних властивостей деталей незалежно від кваліфікації технолога, яка була б мінімально трудомісткою. На наш погляд, така методика повинна ґрунтуватись на методах математичного моделювання з використанням ЕОМ.

Побудова такої методики, схема якої представлена на рис.1, передбачає: аналіз конструктивних властивостей груп деталей, що підлягають механічній обробці; побудову математичних моделей кількісної оцінки конструктивних властивостей деталей при умовах та обмеженнях, що визначають межі конструктивно-технологічних рішень; виділення груп деталей, які доцільно оброблювати на БМВ.



Рис.1. Схема підбору деталей для обробки на металорізальних верстатах

Основними факторами, які впливають на формування собівартості обробки деталей на БМВ, є: точність і шорсткість поверхонь; уніфікація конструктивних елементів; шорсткість поверхонь; вимоги до форми та взаємного розташування поверхонь; наявність у деталей таких конструктивних властивостей, які створюють сприятливі умови кількісної величини партії обробки корпусних деталей на БМВ.

Проведемо аналіз корпусних деталей з позицій даних факторів.

Враховуючи розмаїття корпусних деталей та їх конструктивних властивостей, знайдемо мінімальну, проте достатню кількість деталей, які підлягають аналізу. Для цього застосуємо принципи теорії ймовірності.

Закономірності, що характеризують генеральну сукупність з достатньою для практичних цілей ймовірністю, можуть бути встановлені шляхом обробки інформації за даними випадкової вибірки генеральної сукупності, що дозволяє виявити статистичні закономірності. Мінімальна партія становить:

$$N = \frac{t^2 \delta^2}{\sigma^2}, \quad (1)$$

де N – мінімальна кількість корпусних деталей, які підлягають аналізу; t – нормоване відхилення, тобто граничні значення випадкової величини, вираженої в частках середнього квадратичного відхилення, які визначаються інтервалом ймовірності $f(t)$. При $f(t)=0,95$ $t=1,97$; $\delta=1$ – середнє квадратичне відхилення нормально розподіленої генеральної сукупності.

Звідки мінімальна кількість корпусів для аналізу:

$$N = \frac{1,97^2 \cdot 1^2}{0,13^2} = 230. \quad (2)$$

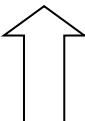
Для того, щоб якомога найповніше відобразити кількісні і якісні конструктивні властивості, приймаємо об'єм вибірки саме такої кількості деталей.

Кількісна оцінка конструктивних властивостей корпусних деталей повинна бути достатньо достовірною та займати мінімальний час.

В загальному випадку матричну математичну модель кількісної оцінки конструктивних властивостей деталі, складену на основі теоретико-множинного підходу, представляють у вигляді матриці, елементи якої формуються за правилом «П». Правило «П» трактується наступним чином: елементом матриці $a_{ij}=b$, якщо

$KT_i \cap AK_j \neq \emptyset$, і $a_{ij} = 0$ – в протилежному випадку, де $b = 1, 2, 3, \dots$; KT_i – конструктивна ознака деталей (точність, шорсткість і т.д.); AK_j – множина конструктивних елементів деталі (отвір, вікно, паз і т.д.); Π , \emptyset – символи теорії множин [1].

$$\begin{matrix}
 & \begin{matrix} \hat{A}\hat{E}_1 & \hat{A}\hat{E}_2 & \dots & \hat{A}\hat{E}_i \end{matrix} \\
 \begin{matrix} KT_1 \\ KT_2 \\ \dots \\ KT_m \end{matrix} & \begin{bmatrix} \hat{a}_{11} & \hat{a}_{12} & \dots & \hat{a}_{1n} \\ \hat{a}_{21} & \hat{a}_{22} & \dots & \hat{a}_{2n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \hat{a}_{m1} & \hat{a}_{m2} & \dots & \hat{a}_{mn} \end{bmatrix} & \begin{matrix} \ddot{\text{I}} \text{ } \delta \text{e} & \hat{o} \hat{i} \hat{a}^3 & \text{"O"} \\ \hat{o} \hat{a} & \hat{i} \hat{a} \hat{i} \hat{a} \text{e} \hat{a} \hat{i} \hat{y} \hat{o} & \text{"I"} \end{matrix}
 \end{matrix}$$



оціночна функція $f(K_c, K_{ш}, K_{ye}, K_t)$

Рис.2. Узагальнена матрична математична модель кількісної оцінки конструктивних властивостей деталей: U , O – умови і обмеження, які визначають межі дії досліджуваного процесу

Результат дослідження конструктивних властивостей, отриманий в процесі роботи з математичною моделлю визначається оціночною функцією:

$$f(K_c, K_{ш}, K_{ye}, K_m),$$

де K_c , $K_{ш}$, K_{ye} , K_m – коефіцієнти складності, шорсткості, уніфікації елементів і точності деталі.

Оцінка конструктивних властивостей корпусних деталей дозволяє виявити наявність у деталі оптимальних властивостей з позиції доцільності її обробки на БМВ.

Розглянемо зміст кожної з оціночних функцій K_c , $K_{ш}$, K_{ye} , K_m .

Для кількісної оцінки корпусних деталей за показниками уніфікації в якості оціночної функції служить залежність, яка визначається залежністю уніфікованих поверхонь T_{ye} до загальної кількості елементів корпусних деталей [2]:

$$\hat{E}_{\hat{\alpha}\hat{\alpha}} = 1 - \hat{O}_{\hat{\alpha}\hat{\alpha}} / 5\hat{O}. \quad (3)$$

Уніфікацією елементів корпусних деталей називають раціональне скорочення множини лінійних розмірів, значень радіусів і фасок, допусків отримуваних розмірів, кількості форм уніфікованих поверхонь, вимог паралельності, перпендикулярності та співвісності осей отворів, а також збільшення числа поверхонь симетричного

розміщення на геометричних планах деталі та уніфікованих схем розміщення оброблюваних поверхонь. *Коефіцієнт уніфікації* визначає ступінь оптимізації конструктивних ознак деталі з позиції створення сприятливих умов створення КП та механічної обробки на БМВ в умовах конкретного підприємства.

Екстремальне значення оціночної функції $K_{y.e.}$:

$$1 \leq K_{\acute{o}.\acute{a}.} \geq K_{\acute{o}..\acute{a}.}^{\acute{a}}, \quad (4)$$

де $K_{\acute{o}..\acute{a}.}^{\acute{a}}$ – базовий коефіцієнт уніфікації елементів корпусних деталей, обробка яких економічно доцільна на підприємстві–виготовлювачі з врахуванням його специфіки та матеріально–технічного оснащення.

Інтервал значень оціночної функції згідно математичної моделі з накладеними на неї обмеженнями, визначає область конструктивних рішень по конструкції деталі. У випадку, коли значення $K_{y.e.}$ задовольняє умові (4), деталь відносять до групи, що претендує на обробку на БМВ.

Результати, видані ЕОМ після роботи з математичною моделлю кількісної оцінки корпусних деталей за квалітетами точності, підставляють в оціночну функцію виду [3]:

$$K_m = 1/H_{cp}, \quad (5)$$

де H_{cp} – середній квалітет точності оброблюваних поверхонь корпусної деталі, що визначається за формулою:

$$\acute{I}_{\grave{n}\acute{o}} = \frac{\sum_{i=1}^l \lambda_i N_i n_i}{\sum_{i=1}^l n_i} = \frac{\lambda_1 n_1 + \lambda_2 2n_2 + \lambda_3 3n_3 + \dots + \lambda_l l n_l}{n_1 + n_2 + n_3 + \dots + n_l}, \quad (6)$$

де H – квалітет точності оброблюваних поверхонь деталі; n_i – число розмірів відповідного квалітету точності; λ_i – перевідний коефіцієнт квалітетів в класи точності.

При підвищенні вимог до точності оброблюваних поверхонь значення оціночної функції буде наближатись до максимуму, тобто одиниці, досягаючи граничної лінії оптимальної області визначення найвигіднішого складу точності розмірів. Нижня межа найвигідніших рішень замкнеться значенням базового коефіцієнта точності $\hat{E}_{\acute{o}}^{\acute{a}}$. Відповідно, область оптимальних конструктивних властивостей корпусної деталі за точністю розміститься в інтервалі

$$1 \geq K_m \geq K_m^{\acute{o}}. \quad (7)$$

Максимальне значення оціночної функції знаходять методом лінійного програмування з врахуванням обмежень.

Для кількісної оцінки корпусних деталей за *критерієм шорсткості* оброблюваних деталей на БМВ поверхонь в якості оціночної функції використовуємо формулу [3]:

$$\hat{E}_\phi = 1 - \frac{1}{\hat{A}_{\text{нб}}} = \frac{\sum n_{ii}}{\sum \delta_{ii} \hat{A}}, \quad (8)$$

де B_{cp} – середня шорсткість оброблюваних поверхонь корпусної деталі, причому:

$$\hat{A}_{\text{нб}} = \frac{\sum \hat{A} \delta_i \ddot{i}_i}{\sum \ddot{i}_i} = \frac{0,010 \delta_1 \ddot{i}_1 + 0,020 \delta_2 \ddot{i}_2 + 0,040 \delta_3 \ddot{i}_3 + \dots + 14 \delta_{14} \ddot{i}_{14}}{\ddot{i}_1 + \ddot{i}_2 + \ddot{i}_3 + \dots \ddot{i}_{14}}, \quad (9)$$

де B – шорсткість поверхні корпусної деталі; n_{im} – число поверхонь i -ої шорсткості; δ_s – перевідний коефіцієнт шорсткості в клас чистоти.

Оціночна функція змінюється в межах:

$$1 \leq K_{\text{ш}} \leq K_{\text{ш}}^{\text{б}}, \quad (10)$$

де $K_{\text{ш}}^{\text{б}}$ – базовий коефіцієнт шорсткості конструктивно-технологічного ряду корпусних деталей, оброблюваних виготовлювачем.

Для оцінки складності конструкції корпусних деталей в якості оціночної функції використовується залежність:

$$\hat{E}_{\text{н}} = \frac{\sum_{i=1}^4 \tilde{A}_i}{\tilde{A}_5}, \quad (11)$$

де K_c – коефіцієнт складності конструкції деталі; G_i – число розмірів поверхонь, оброблюваних по 5–14 квалітетах точності; G_5 – загальна кількість розмірів оброблюваних поверхонь.

Значення K_c коливається в межах :

$$1 \leq \hat{E}_{\text{н}} \leq \hat{E}_{\text{н}}^{\text{б}}, \quad (12)$$

де $\hat{E}_{\text{н}}^{\text{б}}$ – базовий коефіцієнт складності деталі.

Висновки

Таким чином, в результаті аналізу показників кількісної оцінки корпусних деталей встановлено межі числових значень показників точності, шорсткості та уніфікації елементів, які визначають технологічну раціональність оброблюваних деталей. Числові значення цих показників різні і можуть мати певну зону загальних значень, хоча сумарне значення їх різне.

Встановлено, що кількісну оцінку конструктивних властивостей деталей доцільно проводити на основі матричних математичних моделей, так як вони дозволяють компактно представити та оцінити вихідну інформацію. Створення методики оперативної оцінки конструктивних властивостей корпусних деталей в умовах гнучкого виробництва вимагає побудови математичних моделей оцінки за кожним критерієм. На основі узагальненої математичної моделі (рис.2) необхідно побудувати конкретні матричні математичні моделі, які кількісно оцінюють корпусні деталі за показниками складності, уніфікації, шорсткості та точності оброблюваних поверхонь.

Література

- 1.Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы. 1981. – 832 с.
- 2.Гавриш А.П., Ефремов А.И. Автоматизация технологической подготовки машиностроительного производства. – К.: Техніка, 1982. – 215 с.
- 3.Михайлов А.А., Адам А.Е. Обеспечение технологичности конструкций изделий при разработке технической документации в дипломных проектах. // Стандарты и качество. – 1981.– №3. – С.18–21.
- 4.Сигорский В.П. Математический аппарат инженера. – К.: Техніка, 1975. – 768 с.
- 5.Божидарнік В.В., Гусев А.П. Розробка математичної моделі кількісної оцінки технологічності елементів модульного гаражного обладнання // Вісник Східноукраїнського університету ім. Володимира Даля. - №6. – 2007.

© О.П. Гуцол, В.П. Ковбаса, д.т.н., В.О. Соломка, к.т.н.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

ОБҐРУНТУВАННЯ ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ МАШИННО–ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

У статті проаналізовано закономірності режиму переміщення машинно–тракторного агрегату з врахуванням рельєфу поля за умов забезпечення мінімальних витрат енергії.

ШВИДКІСТЬ, РЕЖИМ, ПЕРЕМІЩЕННЯ, ЗАКОНОМІРНІСТЬ, ФУНКЦІОНАЛ.

Постановка проблеми. Комплектування машинно–тракторних агрегатів здійснюється з умови забезпечення оптимального завантаження робочими машинами мобільних енергетичних засобів. В якості критерію оптимізації застосовують, як правило, рівень завантаження двигуна, не враховуючи при цьому швидкісний режим руху агрегату, який вибирається оператором індивідуально з врахуванням його кваліфікації. За такого підходу витрата енергії під час виконання технологічної операції з використанням мобільного агрегату може суттєво перевищувати необхідну для якісного виконання процесу з дотриманням агротехнічних вимог. Збільшення витрат енергії проявляється суттєво при виконанні операцій на полях з вираженим рельєфом (знакозмінним кутом нахилу поверхні поля у вертикально–поздовжній площині). Тому задача оптимізації режимів руху машинно–тракторного агрегату при виконанні ним операцій технологічного процесу є актуальною і своєчасною.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Посилення вимог до якості виконання польових робіт, підвищення врожайності та екологічної безпеки, вимагає розробки прогресивних форм організації праці, вдосконалення як основного енергетичного засобу, так і технологічної машини, що входить до складу машинно–тракторного агрегату (МТА).

Аналіз стану питання розвитку МТА показав, що на сучасному етапі основна увага приділяється вдосконаленню енергетичних засобів та підвищенню їх потужності для забезпечення надійної роботи технологічних машин. Але це неминуче призводить до зростання експлуатаційної маси МТА і, як наслідок, до збільшення енергетичних витрат на виконання технологічного процесу [2, 3].

Одним з основних резервів зниження витрат енергії є оптимізація швидкісного режиму руху МТА з врахуванням рельєфу поля у вертикально–поздовжній площині.

Мета досліджень. Метою досліджень є визначення оптимального швидкісного режиму руху машинно–тракторного агрегату за умов забезпечення мінімальних витрат енергії.

Результати досліджень. Для розв’язання задачі оптимізації режимів руху машинно–тракторного агрегату (МТА) необхідно розглянути динаміку його переміщення по поверхні поля. Схему профіля поля та сили, що діють на агрегат, представлено на рис. 1.

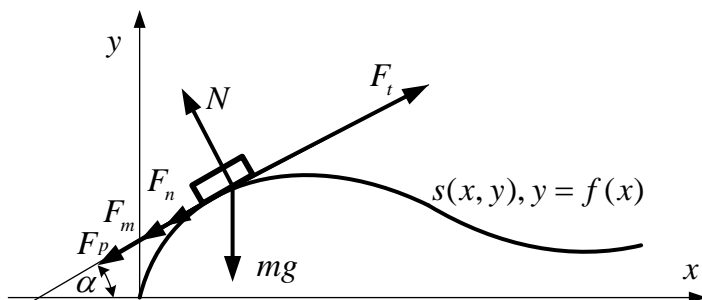


Рис. 1. Схема до складання рівняння руху МТА

Рівняння руху агрегата в проекції на натуральні вісі координат, тобто на траєкторію руху по поверхні поля, матиме вигляд:

$$m \cdot \dot{v} + F_p + F_n + F_m = F_t, \quad (1)$$

де m – маса агрегата; \dot{v} – прискорення агрегата в проекції на напрям руху (похідна по часу від лінійної швидкості); $F_p = P_p \cdot v^2$ – тяговий опір робочої машини, тут P_p – динамічний коефіцієнт функції тягового опору; $F_n = N \cdot k_n$ – опір перекочуванню коліс агрегата, тут $N = m \cdot g \cdot \cos \alpha$ – нормальна реакція поверхні поля, k_n – коефіцієнт перекочування; $F_m = m \cdot g \cdot \sin \alpha$ – проекція ваги на напрямок руху агрегата; $F_t = N / v$ – тягове зусилля на рушіїв енергозасобу, тут N – потужність, приведена до рушіїв енергозасобу агрегату.

Ліва частина рівняння руху агрегату (1) являє собою сили опору руху агрегата, що дозволяє скласти функціонал роботи сил опору при переміщенні по криволінійній лінії $s(x, y)$ у вигляді:

$$J_1 = \int_0^s \hat{O}_1 ds = \int_0^s (m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot [k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha]) ds. \quad (2)$$

Під час визначення мінімуму підінтегральної функції, а саме функціонала сил опору, необхідно накласти додаткові умови, тобто обмеження, при яких необхідно розв'язувати варіаційну задачу щодо визначення функції швидкості руху агрегата, яка дасть мінімум функціоналу (2). Таким обмеженням (додатковою умовою може бути різниця сил опору та рушійної сили F_t , помножена на коефіцієнт Лагранжа) є:

$$\hat{O}_2 = \lambda \cdot (m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N/v). \quad (3)$$

З обмеженнями (3) функціонал роботи сил опору (2) переміщення агрегату на шляху s прийме вигляд:

$$J_s = \int_0^s (\hat{O}_1 + \hat{O}_2) ds = \int_0^s [m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \lambda \cdot (m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N/v)] ds. \quad (4)$$

Якщо помножити і розділити останній вираз на dt , то враховуючи, що $ds/dt = v$, останній вираз може бути переписаний у вигляді:

$$J_s = \int_0^s [m \cdot v \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^3 + v \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \lambda \cdot (m \cdot v \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^3 + v \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N)] dt. \quad (5)$$

Кут α нахилу дотичної до траєкторії руху агрегату до осі ox при заданій формі поверхні поля $y = f(x)$ може бути визначений наступним чином:

$$\alpha = \arctg(y'(x)). \quad (6)$$

Оскільки функціонал (4), з урахуванням останнього виразу (6) містить незалежні функції x та t , то зручно проводити пошук мінімуму проекції швидкості на Декартовій системі координат. Якщо спроектувати складові виразу (4) на вісь ox , то функціонал прийме вигляд:

$$J_s = \int_0^{\tau} \left[\frac{m}{\cos^2 \alpha} \cdot \dot{x} \cdot \ddot{x} + P_p \cdot \frac{\dot{x}^3}{\cos^3 \alpha} + \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \right]$$

$$+ \lambda \cdot \left(\frac{m}{\cos^2 \alpha} \cdot \dot{x} \cdot \ddot{x} + P_p \cdot \frac{\dot{x}^3}{\cos^3 \alpha} + \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - -N \right) dt .$$

Граничні умови (початкові та кінцеві) для функцій s , \dot{s} мають наступний вигляд (на початку руху шлях та початкова швидкість дорівнюють 0, на кінці ділянки руху шлях дорівнює s , а швидкість руху = 0):

$$\begin{aligned} s(0) = 0, \dot{s}(0) = v(0) \Big|_{s=0} = 0; \\ s(\tau) = S, \dot{s}(\tau) = v(\tau) \Big|_{s=S} = 0, \end{aligned} \quad (7)$$

Межі інтегрування по часу руху не мають принципового значення при пошукові функції, що дасть мінімум функціоналу, але можна зазначити, що час може бути визначений з розв'язку рівняння:

$$\int \frac{\dot{x}}{\cos(\arctg[y'(x)])} dt = \int \sqrt{1 + y'(x)^2} dx = s. \quad (8)$$

Для пошуку мінімуму функціоналу, тобто визначення функції швидкості руху в залежності від профілю поверхні поля та параметрів і режимів роботи агрегату, можна використати прямий варіаційний метод Рітца [1].

Слід відзначити, що під час мінімізації функціоналу вигляд функції поверхні не має суттєвого значення, оскільки після визначення функції швидкості, що надасть мінімум функціоналу, кут нахилу траєкторії до горизонту може виступати як керуючий фактор. У загальному випадку поверхня поля може бути задана рівнянням:

$$y = a \cdot \cos(b \cdot x). \quad (9)$$

Координатні функції, що задовольняють граничні умови (5) можуть бути взяті у вигляді:

$$s_t = S(2 \cdot \tau - t) \cdot \frac{t}{\tau^2} + a_n \sum_{n=1}^n (\tau - t)^{n+1} \frac{t^{n+1}}{\tau^{n+2}}. \quad (10)$$

Функція (10) забезпечує граничні умови (5) за будь-яких значень постійних a_n .

Для розв'язання задачі можна взяти координатну функцію у вигляді суми нульового члена та трьох членів ряду:

$$\begin{aligned} s_t = S(2 \cdot \tau - t) \cdot \frac{t}{\tau^2} + \chi \cdot (\tau - t)^2 \cdot \frac{t^2}{\tau^3} + \\ + \psi \cdot (\tau - t)^3 \cdot \frac{t^3}{\tau^4} + \omega \cdot (\tau - t)^4 \cdot \frac{t^4}{\tau^5}. \end{aligned} \quad (11)$$

У вираз функціонала (4) входять швидкості та прискорення, тому в цей вираз повинні ввійти перша та друга похідні виразу (11) по часу:

$$v = ds/dt = \frac{1}{\tau^5} \left[(t-\tau) \cdot \left\{ -2 \cdot S \cdot \tau^3 + (2 \cdot t - \tau) \cdot (4 \cdot t^4 \cdot \omega - t^2 \cdot \tau \cdot (2 \cdot \psi + 8 \cdot t \cdot \omega) + \tau^2 \cdot [2 \cdot \chi + 3 \cdot t \cdot \omega + 4 \cdot t^2 \cdot \omega]) \right\} \right];$$

$$\dot{v} = d^2s/dt^2 = \frac{1}{\tau^5} \cdot 2 \cdot \left[-2 \cdot S \cdot \tau^3 + \tau^4 \cdot \chi + 3 \cdot t \cdot \tau^3 \cdot (-2 \cdot \chi - \tau \cdot \psi) + 28 \cdot t^6 \cdot \omega - 84 \cdot t^5 \cdot \tau \cdot \omega + 10 \cdot t^3 \cdot \tau^2 \cdot (3 \cdot \psi - 4 \cdot \tau \cdot \omega) + 15 \cdot t^4 \cdot \tau \cdot (-\psi + 6 \cdot \tau \cdot \omega) + 6 \cdot t^2 \cdot \tau^2 \cdot (\chi - 3 \cdot \tau \cdot \psi + 2 \cdot \tau^2 \cdot \omega) \right]. \quad (12)$$

Підстановка функцій (9) у функціонал (4) та інтегрування по часу дасть вираз роботи у вигляді:

$$J_s = \frac{1}{2145 \cdot \tau} \cdot \left[60060 \cdot m \cdot S^2 + 2145 \cdot \tau^2 \cdot (15 \cdot (N \cdot \tau + op2) + op1) - P_p \cdot S \cdot (60060 \cdot S^2 + 286 \cdot S \cdot \tau \cdot (\tau \cdot (2 \cdot \tau \cdot \omega + 9 \cdot \psi) + 42 \cdot \chi) + \tau^2 \cdot \{ \tau^2 \cdot (8 \cdot \tau^2 \cdot \omega^2 + 60 \cdot \tau \cdot \psi \cdot \omega + 117 \cdot \psi^2) + 26 \cdot \tau \cdot \chi \cdot (8 \cdot \tau \cdot \omega + 33 \cdot \psi) + 1716 \cdot \chi^2 \}) \right];$$

$$op1 = g \cdot k \cdot m \cdot S \cdot \cos \alpha + g \cdot m \cdot S \cdot \sin \alpha;$$

$$op2 = -g \cdot k \cdot m \cdot S \cdot \cos \alpha - g \cdot m \cdot S \cdot \sin \alpha. \quad (13)$$

Знаходження мінімуму функціонала за методом Ритца передбачає знаходження значень коефіцієнтів координатних функцій, що доставляють мінімуму функціоналу. Отже, для пошуку значень цих коефіцієнтів необхідно розв'язати систему рівнянь, що складається з прирівняних до нуля частинних похідних за коефіцієнтами координатних функцій:

$$\frac{\partial J_s}{\partial \chi} = -\frac{2 \cdot P_p \cdot S \cdot \{ 462 \cdot S + \tau \cdot (132 \cdot \chi + \tau \cdot [33 \cdot \psi + 8 \cdot \tau \cdot \omega]) \}}{165 \cdot \tau} = 0;$$

$$\frac{\partial J_s}{\partial \psi} = -\frac{2}{715} P_p \cdot S \cdot \{ 429 \cdot S + \tau \cdot (143 \cdot \chi + \tau \cdot [39 \cdot \psi + 10 \cdot \tau \cdot \omega]) \} = 0;$$

$$\frac{\partial J_s}{\partial \omega} = -\frac{4 \cdot P_p \cdot S \cdot \tau \cdot \{ 143 \cdot S + \tau \cdot (52 \cdot \chi + \tau \cdot [15 \cdot \psi + 4 \cdot \tau \cdot \omega]) \}}{2145} = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial J_s}{\partial \lambda} &= \frac{1}{30030 \cdot \tau^2} \cdot \left\{ 60060 \cdot m \cdot S^2 + 30030 \cdot \tau^2 \cdot (op2 + N \cdot \tau) - \right. \\ &- P_p \cdot S \cdot \left(60060 \cdot S^2 + 286 \cdot S \cdot \tau^2 \cdot [42 \cdot \chi + \tau \cdot (9 \cdot \psi + 2 \cdot \tau \cdot \omega)] + \right. \\ &\quad \left. + \tau^2 \cdot [1716 \cdot \chi^2 + 26 \cdot \tau \cdot \chi \cdot (33 \cdot \psi + 8 \cdot \tau \cdot \omega) + \right. \\ &\quad \left. \left. + \tau^2 \cdot (117 \cdot \psi + 60 \cdot \tau \cdot \psi \cdot \omega + 8 \cdot \tau^2 \cdot \omega^2) \right] \right\} = 0; \\ \frac{\partial J_s}{\partial \tau} &= \frac{1}{2145 \cdot \tau^3} \cdot \left\{ -120120 \cdot m \cdot S^2 + 32175 \cdot N \cdot \tau^3 - \right. \\ &- 2 \cdot P_p \cdot S \cdot \left(-60060 \cdot S^2 + 286 \cdot S \cdot (-21 \cdot \tau \cdot \chi + \tau^3 \cdot \omega) + \tau^3 [429 \cdot \chi \cdot \psi + \right. \\ &\quad \left. + 117 \cdot \tau \cdot \psi^2 + 208 \cdot \tau \cdot \chi \cdot \omega + 90 \cdot \tau^2 \cdot \psi \cdot \omega + 16 \tau^3 \cdot \omega^2] \right\} = 0. \quad (14) \end{aligned}$$

Розв'язання системи рівнянь (14) відносно коефіцієнтів координатних функцій дає значення коефіцієнтів першого рівняння (12), яке представляє собою функцію швидкості руху агрегата, яка повинна забезпечити мінімум роботи при проходженні ділянки певного профілю.

Значення коефіцієнтів рівняння (12) мають вигляд:

$$\begin{aligned} op1 &= g k m S \cos[\alpha] + g m S \sin[\alpha]; \\ op2 &= -g k m S \cos[\alpha] - g m S \sin[\alpha]; \\ \psi &= \frac{1}{24mS - 13P_p S^2} \left(-\frac{2288op2}{3} - (45762^{1/3} op2^2) / (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2} \right)^{1/3} - \\ &\quad - \frac{143}{9} 2^{2/3} (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + 50544N^2P_pS^3 + \\ &\quad \left. + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2} \right)^{1/3}; \\ \chi &= \frac{1}{-24mS + 13P_p S^2} \left(- (31682^{2/3} op2^4) / (N(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + \right. \\ &\quad \left. + 50544N^2P_pS^3 + \sqrt{(-11943936op2^6 + \right. \\ &\quad \left. + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{2/3}) - \right. \\ &\quad \left. - (2642^{1/3} op2^3) / (N(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3) \right) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2s^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3} - \\
 & \quad - 1/(62^{1/3}N)11op2(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544Nk^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3} - \\
 & \quad - 1/(722^{2/3}N)11(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3}); \\
 \tau = & -\frac{op2}{3N} + (42^{1/3}op2^2)/(N(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3}) + \\
 & + \frac{1}{362^{1/3}N}(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3}
 \end{aligned}$$

Множник Лагранжа при підстановці у функціонал (4) дозволить визначити роботу на переміщення агрегата.

$$\begin{aligned}
 \lambda = & \left(\frac{32op2^3}{3} + 144mN^2S^2 - 78N^2P_pS^3 - (3842^{2/3}op2^5) / \right. \\
 & / (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3} + \\
 & + (322^{1/3}op2^4) / (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3} + \\
 & + \frac{1}{9}2^{2/3}op2^2(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3} - \\
 & - 1/(542^{2/3})op2(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
 & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2}^{1/3}) / \\
 & \left. / (16op2^3 + 216mN^2S^2 - 117N^2P_pS^3); \right)
 \end{aligned}$$

Аналіз отриманих таким чином функцій швидкості з використанням коефіцієнтів координатних функцій свідчить про те, що коефіцієнт при доданку $n=3$ суттєво не впливає на вигляд функції швидкості.

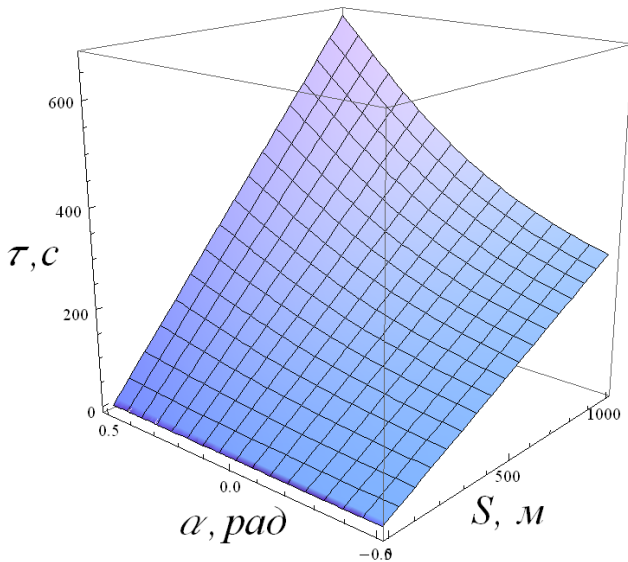


Рис. 2. Залежність оптимального часу руху агрегата від шляху за різних кутів нахилу поверхні поля

Приклад зміни швидкості агрегата у залежності від рельєфу поля наведено на рис. 3.

Аналіз поверхні (рис. 3) показує, що кут нахилу поверхні поля має суттєвий вплив на швидкісний режим руху мобільного агрегата.

Висновок

Методом варіаційного числення розв'язана задача оптимізації режиму руху агрегату по поверхні поля з врахуванням рельєфу.

Отримана залежність швидкості руху агрегату від зміни кута нахилу поверхні поля в напрямку руху, опору переміщення МТА та опору робочих органів при накладеному обмеженні по потужності двигуна приведені до рушіїв. Даний розв'язок може бути використаний при автоматичному керуванні режимом руху агрегатів. При підстановці в рівняння коефіцієнтів параметрів, що характеризують рух інших типів транспортних засобів рішення можна використати для оптимізації режимів їх руху.

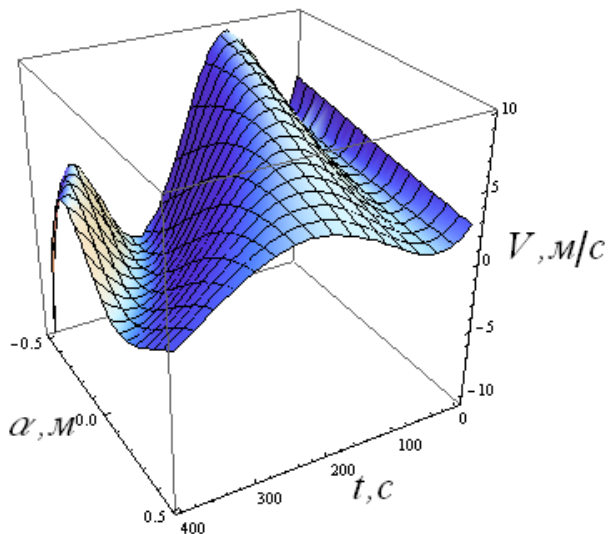


Рис. 3. Залежність швидкості переміщення агрегата від рельєфу поля

Література

1. Л.Я. Цлаф. Вариационное исчисление и интегральные уравнения. Справочное руководство. – М.: Наука, 1966.– 176 с.
2. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: Навчальний посібник / Мін. агрополітики України. – Мелітополь, 2005. – 338 с.
3. Рославцев А.В. Щитченко С.Н. Особенности современных исследований движения транспортно-технологических средств. / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 6. – С. 28–30.

УДК 631.331

© В.Ф.Дідух, д.т.н., Ю.М. Мошеров
Луцький національний технічний університет

ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГРАНУЛИ КУЛЯСТОЇ ФОРМИ

У статті наведений аналіз кочення сформованої гранули кулястої форми по криволінійній поверхні пристрою для формування гранул. Приводиться опис конструктивних особливостей запропонованого механізму. Запропоновано також методику розрахунку кінематичних параметрів та визначено їх основні значення для одиночної гранули, сформованої на основі сапропелю.

САПРОПЕЛЬ, ОРГАНО–МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, ПРОЦЕС ВИГОТОВЛЕННЯ, ГРАНУЛА, ВОЛОГІСТЬ.

Постановка проблеми. Процес виготовлення ОМД (органомінеральних добрив) на основі сапропелів енергоємний та складний. Існуючі способи гранулювання таких матеріалів вимагають вдосконалення, направлені на зменшення витрат під час виробництва готової продукції, підвищення якості та збільшення відсотку виходу товарної фракції. Тому, під час проектування засобів гранулювання, зусилля необхідно спрямувати на зниження металомісткості, зменшення енергетичних витрат на виготовлення добрив, особливо у випадках з новими матеріалами такими, як сапропель. Враховуючи те, що вихідним матеріалом для отримання гранули можуть бути частинки ОМС (органомінеральної суміші) невизначеної форми та вологості у межах 30–50 %, а кінцева вологість гранул з врахуванням технічних вимог до 10 % та розмір гранул 4–6 мм, необхідна методика розрахунку кінематичних параметрів кочення гранул по криволінійній поверхні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основна суть наукових досліджень спрямована на розробку засобів формування гранул методом пресування [1, 2, 3]. Але наявність вологи у сапропелях природного стану перешкоджає виконанню даного процесу. Тому вирішити дану проблему можливо використавши метод обкочування [4, 5]. Відомі методики визначення кінематичних параметрів розроблені для сільськогосподарських матеріалів і під час прийняття відповідних допущень дозволяють їх встановлювати [6].

Мета роботи. Провести аналіз переміщення гранули кулястої форми по криволінійній нагрітій поверхні запропонованого засобу формування гранул та визначити їх основні кінематичні параметри.

Результати дослідження. Головним елементом у конструкції (рис. 1) засобу формування гранул є робоча поверхня для обкочування гранул, виготовлена у вигляді півциліндра. Особливістю поверхні обкочування є те що її робоча зона поділена на дві частини: зону підготовки гранул до обкочування та зони обкочування. Зона підготовки гранул до обкочування – це гладка поверхня де проходить процес формування одношарового потоку, прогрівання потоку частинок. Крім цього, нагріта коливна криволінійна поверхня розташована в закритому корпусі, у простір якого додатково подається сушильний агент, що служить як для нагріву гранули, так і для відведення випарюваної вологи з потоку частинок, що піддаються гранулюванню.

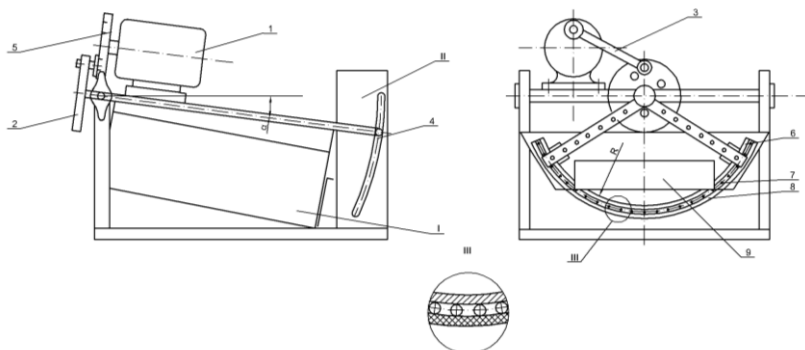


Рис. 1. Схема конструкції засобу формування гранул ОМД:
 1 – електродвигун, 2 – привідний шків, 3 – шатун,
 4 – пристрій регулювання кута нахилу камери обкочування,
 5 – ведучий шків, 6 – робоча поверхня камери обкочування,
 7 – нагрівальний елемент камери обкочування,
 8 – ізоляційний елемент камери обкочування, 9 – заслінка,
 I – камера обкочування, II – рама; (межі регулювання:
 $\alpha = 5...25^\circ$, $R = 0,5...1,5$ м, $t_{i \text{ відд.}}^{vi \text{ відд.}} = 60...120^\circ$)

Частинки, що подаються в зоні підготовки гранул до обкочування проходять початковий етап формування гранул кулястої форми, та рівномірно розміщуються по поверхні, що служить кращому переходу до зони обкочування. Зона обкочування – це ребриста поверхня, яка створює умови для руху гранули одночасно поступально

та обертаючись, а це покращує процес перетворення частинок довільної форми у кулясту. Конструкція робочої поверхні дозволяє змінювати радіус кривизни робочої поверхні, частоти коливань, кута нахилу поверхні до горизонталі. Зміна вказаних параметрів передбачає можливість застосування даного засобу для гранулювання різних видів матеріалів. Нагрівання робочої поверхні здійснюється електричним струмом, що дозволяє вести контроль за температурою робочої поверхні. Втрати теплоти забезпечує термоізоляційна частина робочої поверхні. Переміщення частинок у зоні обкочування під дією температури забезпечить необхідну траєкторію руху для формування гранул кулястої форми з одночасним зниженням вологості та досягненням належної твердості гранул.

Тривалість перебування гранул на нагрітій поверхні залежить від частоти коливань n та амплітуди коливань A , а кут нахилу α робочої поверхні – пристроєм вмонтованим у корпус засобу формування гранул.

Така конструкція засобу формування гранул органічно-мінеральних добрив забезпечить високу ефективність виконання технологічного процесу при мінімальних затратах на формування та висушування гранул. Крім цього створені всі умови отримання гранул необхідної твердості та вологості.

Під час кочення частинки ОМД кулястої форми по робочій поверхні, яка має форму частини кола радіусом $R_{rid} = 0,48$ м, вона здійснює рух прискорюючись до максимального значення коли робоча поверхня знаходиться у початковому положенні, сповільнюється при досягненні крайнього положення на поверхні обкочування, де її швидкість та прискорення стають рівними нулю.

Розглянемо рух частинки кулястої форми масою m , коли вона знаходиться у крайньому положенні на робочій поверхні (рис. 2.). При цьому частинка радіусом r котиться по кривій, яка є частиною дуги кола радіусом R . У такому разі необхідно визначити кінематичні параметри кулеподібної частинки. Позначимо через θ кут між дотичною до даної кривої і віссю Ox , а шлях який пройде частинка через S . Відповідно кут $\angle PO_1Q$ також дорівнює θ . Таким чином $S = R \cdot (\frac{\pi}{2} - \theta)$, а $Y_p = R \cdot \cos \theta$. Використавши закон збереження енергії при переміщенні кулеподібних тіл по криволінійних поверхнях [6], запишемо рівняння:

$$\frac{E_0}{m} = \frac{r^2 + \rho^2}{2} \theta^2 - gy_p + rg \cos \theta = \frac{r^2 + \rho^2}{2} \theta^2 - gR \cos \theta + rg \cos \theta. \quad (1)$$

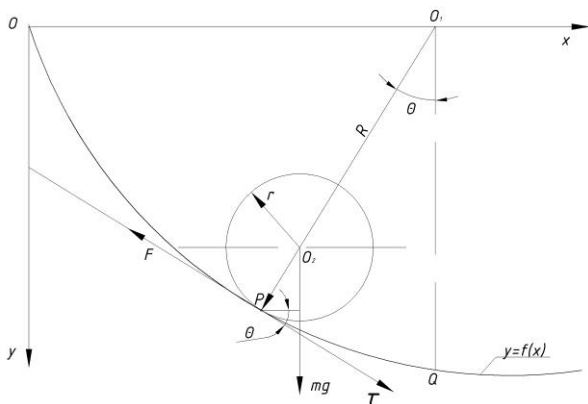


Рис. 2. Схема до розрахунку переміщень гранул по криволінійній поверхні

При цьому,

$$\dot{\varphi} = \frac{\dot{S}}{r} + \dot{\theta} = \frac{R}{r} \frac{d}{dt} \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) + \dot{\theta} = \frac{R-r}{r} \cdot \dot{\theta}, \quad (2)$$

У початковий момент часу $t=0$, значення константи також $E_0=0$. Якщо прийняти $\lambda = \frac{r^2}{r^2 + \rho^2}$, то розв'язок рівняння (1) матиме вигляд:

$$\frac{I}{2 \cdot \lambda} = (R-r)^2 \cdot \theta^2 = g \cdot (R-r) \cdot \cos \theta. \quad (3)$$

Звідси

$$\theta = -\sqrt{\frac{2g\lambda}{R-r}} \sqrt{\cos \theta}. \quad (4)$$

Підставивши рівняння (4) у рівняння (2), отримаємо величину кутової швидкості переміщення частинки по криволінійній поверхні:

$$\dot{\varphi} = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (R-r)}{r^2 + \rho^2}} \cdot \sqrt{\cos \theta}, \quad (5)$$

Швидкість центра мас кулеподібної частинки, та проекції її вектора на координатні вісі визначаються за відомими формулами:

$$V = r \cdot \dot{\varphi}, \quad V_x = V \cdot \cos \theta, \quad V_y = V \cdot \sin \theta, \quad (6)$$

Величину кутового прискорення отримаємо після диференціювання рівняння 5:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi} &= \frac{d}{dt} \left[\sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (R-r)}{r^2 + \rho^2}} \cdot \sqrt{\cos \theta} \right] = \\ &= \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot (R-r)}{r^2 + \rho^2}} \cdot \frac{\sin \theta}{2\sqrt{\cos \theta}} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{rg}{r^2 + \rho^2} \cdot \sin \theta, \end{aligned} \quad (7)$$

При $R = 0,48$ м, $r = 0,01$ м, $V_0 = 0$, $\theta = 0$, максимальна швидкість та прискорення, у найнижчій точці криволінійної поверхні, кулеподібної частинки будуть рівними:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi} &= \sqrt{\frac{2 \cdot 9,81 \cdot (0,48 - 0,01)}{0,0001 + 0,2294}} \cdot 1 = 6,325 \text{ рад/с} \\ \ddot{\varphi} &= \frac{0,01 \cdot 9,81}{0,0001 + 0,2294} \cdot 0 = 0 \end{aligned}$$

Швидкість центра мас кулеподібної частини та проекції її вектора на координатні вісі при цьому рівна, за умови коли $\theta = 0$:

$$\begin{aligned} V &= V_x = 0,01 \cdot 6,326 = 0,063 \text{ м/с}, \\ V_y &= 0. \end{aligned}$$

Інші параметри коливної поверхні краще визначати за допомогою експериментальних досліджень, які дозволять вибрати раціональну конструкцію засобу формування гранул ОМД на основі сапропелів методом обкочування.

Висновок. Застосування криволінійної нагрітої поверхні в якості засобу формування гранул ОМД на основі сапропелю дозволить частково знизити вологість частинок при перетворенні їх з довільної форми у кулясту, а отримані кінематичні параметри гранули встановити раціональні конструктивні параметри запропонованого засобу.

Література

1. Дідух В.Ф. Особливості гранулювання сапропелевих органо-мінеральних сумішей (ОМС) / В.Ф. Дідух, І.Є. Цизь, Д.С. Русаков // Вісник Харківського технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. "Механізація сільськогосподарського виробництва." – Харків, 2006. – Т. 1. - № 46. – С.59–63.
2. Дідух В.Ф. Моделирование процессов производства органо-минеральных удобрений / В.Ф. Дидух, В. В. Сацюк, И.Е. Цизь,

S. Sosnowski // MOTROL, Motoryzacja i energetyka rolnictwa – Lublin, 2004. – Tom 6. – S.74–82.

3. Лопотко М.З. и др. Сапропели в сельском хозяйстве. – М.: Наука и техника, 1992. – 216 с.

4. Дідух В.Ф., Дослідження процесу формування гранул органічно-мінеральних добрив методом обкочування /Дідух В.Ф. Тараймович І.В., Тарасюк В.В., Русаков Д.С.// Вісник Харківського технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка. "Механізація сільськогосподарського виробництва" – Харків, 2011. – Т. 1.№ 107. – С. 387–395.

5. Классен В.П. Основы техники гранулирования/ В.П.Классен. – М.: Химия, 1982. – 624 с.

6. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. – Киев.: Изд-во УСХА, 1992. – 512 с.

УДК 631.331

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

ВИБІР МЕТОДУ РОЗРАХУНКУ ПРОЦЕСУ РІЗАННЯ СЕРЕДНЬОГО ШАРУ САПРОПЕЛЮ

У статті запропоновано метод розрахунку процесу різання середнього шару озерного сапропелю природної вологості на основі граничної рівноваги виділеного елемента, розміщеного на поверхні робочого органу.

САПРОПЕЛЬ, ДОБУВАННЯ, РІЗУЧА КРОМКА, ФРЕЗА, ВРІЗАННЯ, НАПРУЖЕННЯ, КУТ ВНУТРІШНЬОГО ТЕРТЯ, ЗЧЕПЛЕННЯ СЕРЕДОВИЩА, ГРАНИЧНИЙ СТАН.

Постановка проблеми. Україна, особливо її північно-західний регіон, багата на поклади озерного сапропелю, що належить до корисних копалин загальнодержавного значення. Найважливішою проблемою у сапропеледобуванні є невідповідність наявних засобів добування екологічному критерію. Тому розробка конструкцій та механізмів для добування сапропелевих покладів, які забезпечують екологічні умови є важливим питанням. Вибір фрези у якості робочого органу, лопаті якої виконані у формі секторів циліндра потребують

дослідження процесу різання середнього шару сапропелю та розробки методик розрахунку основних їх параметрів [1].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Глибоких теоретичних досліджень процесу добування сапропелю практично немає. Це пояснюється як новизною вивчення питання, так і множинністю комбінацій властивостей сапропелів, що потребує різноманітних робочих органів. Так, згідно досліджень [2; 3], сапропелі поділяють на пелоген, середній та нижній ущільнений шар. Середній шар – найбільш цінний сировинний матеріал для народного господарства, який у більшій мірі за властивостями наближається до глинистих ґрунтів. Тому процес добування сапропелю середніх шарів за допомогою ріжучих елементів зводиться до відокремлення пласта певних розмірів від загального масиву і його можна розглядати, з певним наближенням, як процес різання ґрунтів [4].

Не зважаючи на те, що в теорії різання ґрунтів та у створенні найрізноманітніших землерийних машин досягнуто значних успіхів, наукові дослідження теорії різання нових матеріалів ще не завершені. Отримані результати в більшості досліджень мають, головним чином, емпіричний характер. Це пояснюється великою кількістю факторів процесу різання та їх різноманітністю.

Найкращі результати дає метод, побудований на встановленні граничної рівноваги сипучого середовища, запропонований В.В. Соколовським [5], який базується на умові граничного напруженого стану всього матеріалу в зоні дії на нього робочого органу.

Таке припущення використане також до умов різання ґрунтів [5], а також математична послідовність, стали підставою для вибору даного методу як основного об'єкта аналізу з метою встановлення можливостей аналітичного визначення опору різання сапропелю середнього шару.

Метою досліджень є вибір методу розрахунку процесу врізання робочої кромки лопаті фрези добувального модуля у масив середнього шару сапропелів, зокрема визначення складових опору сапропелю, що дозволить визначити необхідну потужність на привід фрези та її геометричні параметри.

Результати досліджень. Сапропель середнього шару розглядається в загальному випадку як середовище, в котрому опір зсуву у площині зрізу – лінійна функція нормальної напруги. Відома формула для різання ґрунту має вигляд [4] згідно побудови на рис. 1:

$$|\tau_n| = \sigma_n \cdot tg \rho + c, \quad (1)$$

де τ_n – гранична дотична напруга; σ_n – гранична нормальна напруга; ρ – кут внутрішнього тертя; c – зчеплення середовища.

У випадку відсутності вказаних окремих параметрів їх можна встановити, побудувавши умову граничного стану різання матеріалу з використанням круга Мора (рис. 1), а процес різання сапропелю середнього шару буде складатися з його внутрішнього тертя та зчеплення. Залежність (1) встановлюється експериментальним шляхом, при цьому функція $|\tau_n| = f(\sigma_n)$ є пологою кривою.

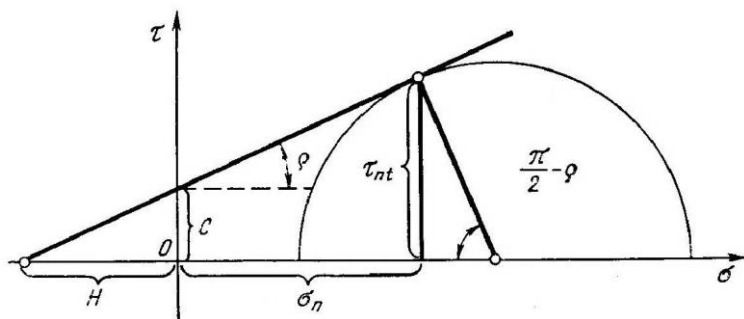


Рис. 1. Схема умов граничного стану різання сапропелю

Умовою граничного опору (що передує руйнуванню) матеріалу прийняте рівняння (1), яке прирівнюється до нуля, що визначає максимальну різницю між абсолютною величиною дотичної напруги та лінійною функцією від нормальної напруги:

$$\max \{ |\tau_n| - (\sigma_n + H) \cdot \operatorname{tg} \rho \}, \quad (2)$$

де $H = c \cdot \operatorname{ctg} \rho$ – характеризує простий розтяг матеріалу.

Напруги в точках області граничної рівноваги визначаються системою трьох рівнянь: двох рівнянь рівноваги та умовою граничної рівноваги, отриманою в результаті перетворення початкового рівняння (2). Рівняння рівноваги елементарного паралелепіпеду матеріалу з одною ваговою об'ємною силою має вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= \gamma; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Умова граничної рівноваги:

$$\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}{(\sigma_x + \sigma_y + 2c \cdot \operatorname{ctg} \rho)^2} = \sin^2 \rho. \quad (4)$$

Система рівнянь (3) і (4) характеризує граничний напружений стан та обриси ліній ковзання для конкретних умов зовнішнього впливу на загальний масив матеріалу.

Для розв'язання конкретних задач граничної рівноваги матеріалу за методом В.В. Соколовського необхідно:

1) встановити значення ξ, η, x та u для точок одної з меж області граничної рівноваги, відомої за умовою задачі (наприклад, для точок вільної поверхні масиву поблизу тіла, що діє на матеріал);

2) послідовно вираховувати значень ξ, η, x та u за рекурентними формулами (5) для усіх точок перетину ліній ковзання, відповідно до виконаного розподілення на ділянки області граничного стану матеріалу. Дані значення визначаємо:

$$\begin{cases} x = \frac{x_1 \cdot \operatorname{tg}(\theta_1 + \mu) - y_1 - x_2 \cdot \operatorname{tg}(\theta_2 + \mu) + y_2}{\operatorname{tg}(\theta_1 + \mu) - \operatorname{tg}(\theta_2 - \mu)}; \\ y = y_1 + (x - x_1) \cdot \operatorname{tg}(\theta_1 + \mu); \\ \xi = \xi_1 + (x - x_1) \cdot a_1^*; \\ \eta = \eta_2 + (x - x_2) \cdot b_2^*. \end{cases} \quad (5)$$

3) вирахувати складові граничного тиску по поверхні контакту матеріалу з тілом, що діє на нього. Дані складові визначаємо за формулою (6):

$$\begin{cases} \sigma_x = \sigma \cdot (1 + \sin \rho \cdot \cos 2\theta); \\ \sigma_y = \sigma \cdot (1 - \sin \rho \cdot \cos 2\theta); \\ \tau_{xy} = \sigma \cdot \sin \rho \cdot \sin 2\theta. \end{cases} \quad (6)$$

Врізання лопаті фрези у формі циліндричного сектора показує, що головними є параметри робочої кромки робочого органу добувного модуля, який контактує з середнім пластом сапропелю. До них належить r – радіус і α – кут (рис. 2). У такому випадку створюються умови проколу шару без його руйнування і, відповідно, використання зусиль, що виникають на криволінійній поверхні для переміщення добувного модуля у напрямку вісі x .

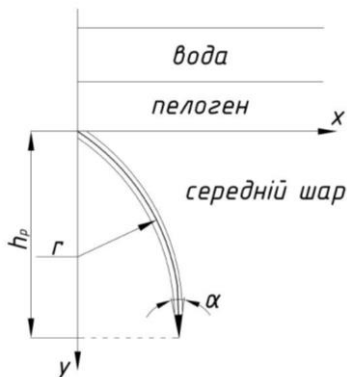


Рис. 2. Схема взаємодії робочої кромки із середнім шаром сапропелю

У зв'язку з останнім потрібно розглянути взаємодії ріжучої кромки із сапропелем. Відповідно до запропонованого методу, виділяємо три області умов взаємодії ріжучої кромки з матеріалом (рис. 3).

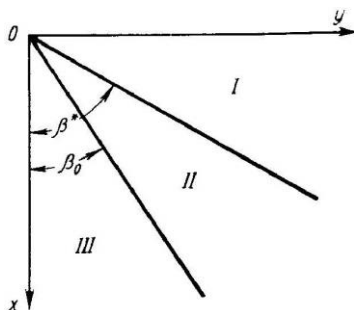


Рис. 3. Три області умов взаємодії з матеріалом похилих граней (за В.В. Соколовським): 1 – пологих; 2 – проміжних; 3 – гострих

Перша область відповідає умовам пологих граней, що утворюють кут з вертикаллю $\beta \geq \beta_*$ при:

$$\beta_* = \frac{1}{2} \cdot \left(\pi + \mu_* - \arcsin \frac{\sin \mu_*}{\sin \rho} \right), \quad (7)$$

де μ_* – кут, що характеризує зовнішнє тертя.

Друга область взаємодії відповідає умовам проміжних граней. Кут β знаходиться в межах $\beta_0 \leq \beta \leq \beta_*$ при:

$$\beta_0 = \frac{1}{2} \cdot \left(\mu_* + \arcsin \frac{\sin \mu_*}{\sin \rho} \right). \quad (8)$$

Третій випадок відповідає гострим граням, у яких кут з вертикаллю $\beta \leq \beta_0$. Кут різання δ пов'язаний з кутом β залежністю:

$$\delta = \frac{\pi}{2} - \beta. \quad (9)$$

Для пологих граней, за даним методом, отримують розв'язок у вигляді, що враховує власну вагу матеріалу. При цьому нормальна складова напруги по поверхні контакту грані леза сектора з сапропелем визначаються за формулою:

$$q = (\gamma \cdot h_p + p + H) \cdot \frac{1 + \sin \rho \cdot \cos 2\beta}{1 - \sin \rho} - H, \quad (10)$$

де h_p – координати точки леза фрези від поверхні площини середнього шару сапропелю; p – навантаження в точці контакту леза сектора з матеріалом.

Для інших двох випадків розв'язок у вигляді формул отримано лише для невагомго середовища. Без врахування власної ваги матеріалу формули нормальної складової напруги по поверхні контакту мають вигляд:

- для проміжних граней

$$q = (p + H) \cdot \frac{\cos \mu_* \cdot \left(\cos \mu_* + \sqrt{\sin^2 \rho - \sin^2 \mu_*} \right)}{\cos^2 \rho \cdot (1 - \sin \rho)} \times \\ \times \left(\sin \rho \cdot \cos \theta + \sqrt{1 - \sin^2 \rho \cdot \sin^2 \theta} \right)^2 - H, \quad (11)$$

де

$$\theta = \frac{1}{2} \left(\pi + 2\beta - \mu_* - \arcsin \frac{\sin \mu_*}{\sin \rho} \right);$$

- для кругих граней

$$q = (p + H) \cdot \frac{\cos \mu_* \cdot \left(\cos \mu_* + \sqrt{\sin^2 \rho - \sin^2 \mu_*} \right)}{1 - \sin \rho} \times \\ \times \exp \left[\left(-2\beta + \mu_* + \arcsin \frac{\sin \mu_*}{\sin \rho} \right) \cdot \operatorname{tg} \rho \right] - H. \quad (12)$$

Дотична компонента напруги вважається пов'язаною з нормальною компонентою залежністю:

$$|\tau| = (q + H) \cdot \operatorname{tg} \mu_* \quad (13)$$

Величина $q + H$ називається приведеною нормальною напругою.

Необхідно зазначити, що відповідно залежності (13) передбачається зчеплення зв'язувального сапропелю із взаємодіючим з ним тілом.

Після визначення складових напруги по поверхні контакту дотична і нормальна до траєкторії різання сили опору матеріалу, віднесені до одиниці ширини зрізу, обчислюються за формулами:

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_{P_{CB}}}{b} &= Q \cdot \sin \delta + T \cdot \cos \delta; \\ \frac{R_{N_{CB}}}{b} &= Q \cdot \sin \delta - T \cdot \cos \delta, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де Q і T – складові сили опору матеріалу відповідно нормальна та дотична до лобової поверхні ножа. У найпростішому випадку невагомому зв'язувального середовища

$$Q = \frac{h \cdot q}{\sin \delta}; \quad T = \frac{h \cdot \tau}{\sin \delta}, \quad (15)$$

де h – глибина різання.

Отже, можна зробити **висновок**, що вибраний метод дозволяє визначити основні складові опору середнього шару сапропелю під час різання та, відповідно, параметри робочого органу добувного модуля у вигляді фрези.

Література

1. Патент України на корисну модель № 51204 «Добувний модуль озерних сапропелів» UA МПК(2009) E02F 3/88, 2010 р.
2. Шевчук М. В. Сапропелі України: запаси, якість та перспективи використання: Монографія. Луцьк: Надстир'я, 1996. – 384 с.
3. Штин С. М. Озерные сапропели и их комплексное освоение /Под ред. И. М. Ялтануа. – М.: Изд. МГТУ, 2005.
4. Цыгович Н. А. Механика грунтов (краткий курс). 2–е изд., доп.: Учебн. для вузов. – М.: Высшая школа, 1973.
5. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами. Киев: Машиностроение, 1971 г., 357с.

УДК 631.354:633.1

© Д.А.Дерев'янка, к.с.–г.н.

Житомирський національний агроекологічний університет

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ЗЕРНА

У статті наведені результати досліджень і аналіз якості насіння озимої пшениці під час збирання, післязбиральної доробки та посіву. Аналізується вплив травмувань і мікроорганізмів на якісні показники насіння.

ОБМОЛОТ, ПІСЛЯЗБИРАЛЬНИЙ ОБРОБІТОК, ТРАВМУВАННЯ, МІКРООРГАНІЗМИ, ЯКІСТЬ.

Постановка проблеми. Забезпечення продовольством є складовою частиною національної безпеки і в великій мірі забезпечується необхідними валовими зборами зерна, для формування насінневого фонду, забезпечення продуктами харчування населення та тваринництва зернофуражем і поліпшення економічно – фінансових показників підприємств.

Одним із пріоритетних напрямків цього забезпечення є широке використання прогресивних, новітніх технологій і технічних засобів збирання, післязбирального обробітку та підготовки насіння озимих зернових культур.

Згідно агротехнічних вимог під час обмолоту чистота зернового вороху, який потрапляє на тік, для післязбиральної доробки повинна становити не менше 95%. Тобто, вміст різних засмічувачів не повинен перевищувати 5%, але ці вимоги часто не дотримуються. Як відомо, чистота зернової маси, яка надходить на післязбиральний обробіток залежить від багатьох факторів і в першу чергу від таких як погодно – кліматичні умови та стан посівів на період збирання, вологість, а також не тільки абсолютні значення засмічення маси, але і конкретний склад фракції засмічувачів.

Необхідно відмітити, що якщо вологість зернового вороху не залежить від якості роботи зернозбирального комбайну, то його засміченість в значній мірі викликана конструктивними особливостями, якістю регулювання його молотильного барабану, решітно – очисного пристосування та іншими організаційно – виробничими особливостями.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дані досліджень підтверджують той факт, що коефіцієнти часової варіації зернової

суміші становлять 30–35%, що в 2–2,5 рази більше, ніж забур'яненої суміші.

Згідно аналізу деяких досліджень видно, що для насіння основних зернових культур вологістю 14–17% гранична величина одноразового удару, коли проявляються признаки зовнішнього травмування, знаходяться в межах 0,11–0,16 Дж. При цьому польова схожість знижується на 17–23%. За збільшення циклів нагрівки суттєво зменшується їх польова схожість, а початкова фаза пошкодження настає при менших значеннях удару (В.М. Дринч, 2006 р.)

Зернівки озимої пшениці, як і інше насіння зернових культур, при обмолоті та інших післязбиральних процесах при взаємодії з робочими органами машин і механізмів піддаються багатостороннім механічним впливам і зжиманню, зрізу, розколу, тертям, ударам і інше. В наслідок цього отримують мікротравмування, які в десятки разів більші ніж макротравмування. А виявити їх непросто, тому що необхідно застосовувати декілька різних методів по складності і вартості так. Стандартні методики оцінки таких показників, як енергія проростання, схожість насіння розраховані на лабораторні умови, а травмування проявляється при польовій схожості. Необхідно відмітити, що енергія проростання і лабораторна схожість у пшениці практично не дає можливості виявити такі види пошкодження, як зародку, ендосперму, оболонку зародку і ендосперму. Лабораторна схожість такого насіння практично співпадає з цілим, яке дає проростки довжиною до одного сантиметра і по суті відноситься по ДСТУ до схожого.

Дослідження Л.В. Фадєєва, О.П. Тарасенка показують, що незначні пошкодження оболонки навіть позитивно впливають на енергію проростання. Існуючі види пошкоджень також по різному впливають на схожість насіння. Таким чином, загальноприйнята технологія оцінки кондиційності насіннєвого матеріалу по лабораторним показникам не виявляє шкоди, якої приносить травмування.

Мета досліджень. Покращення якісних показників насіння озимих зернових культур за рахунок зменшення травмувань зернівок та пошкодження їх мікроорганізмами на різних стадіях збирання, післязбирального обробітку, підготовки насіння та посіву.

Найважливішими факторами, які впливають на ці показники є досконалість конструкцій машин на всіх стадіях технічного процесу, режими роботи їх робочих органів, строки і способи збирання, фізико –

механічні властивості зерна, за цих технологічних процесів, строки виконання робіт.

Якісні показники зернового вороху, який надходить на післязбиральний обробіток, підготовку насіння та посів залежить також від складу та стану компонентів, вологості, особливостей культури та сорту, умов вирощування, тобто від попередників, добрив, природно – кліматичних особливостей агрозони і інше.

Результати досліджень. Результати проведених досліджень на озимій пшениці сорту Актер, збирання якої проводилось комбайном “Обрій” (BS – 2110 – роторний), післязбиральний обробіток на ОВС –25 , посів зерновими сівалками СЗ – 3,6.

Приведені дані досліджень показують стан травмування і пошкодження мікроорганізмами зерна і насіння на різних стадіях технологічного процесу під час обмолоту, післязбиральної доробки зернової маси та посіву (табл.1).

Дані таблиці говорять про те, що мікротравмування збільшується в десятки разів порівняно з макротравмуваннями, яких за весь період обмолоту і доочистки налічувалось 3%.

Таблиця 1. Травмування і пошкодження мікроорганізмами насінневого матеріалу озимого жита

Стадії відбору зразків для досліджень	Макротравми, %	Мікротравми, %			Пошкодження мікроорганізмами, %				
		Оболонок зародку і ендосперму	Без пошкоджень	Узагальнений показник травм	Фузаріоз	Гельмінтоспориоз	Септоріоз	Альтернаріоз	Плісневі грибки
На пні	0	8	83	3,63	22	14	2	0	0
В жатці	0	9	74	8,02	24	23	7	0	0
Після ротора	0	19	54	11,15	20	26	8	0	0
В бункері	1	22	53	12,03	22	23	3	0	0
Після вигр. з бункера	2	24	47	13,57	24	24	3	0	Слабо
Після 1-ої очистки	3	14	42	14,79	20	16	2	0	Слабо
Після 2-ої очистки	3	25	45	15,67	11	12	1	0	Слабо
Після протруювання	3	17	47	17,0	0	0	0	0	0
Після погр. на посів	3	26	35	18,30	0	0	0	0	0
Після посіву	3	24	30	21,20	0	0	0	0	0

Для об'єктивної оцінки впливу травмування зерна на його посівні якості та пошкодження мікроорганізмами використано узагальнений показник мікротравм, коли всі види досліджуваних травм приведені до одного – пошкодження зародку.

У зв'язку з тим, що кожний вид травм (вибитий зародок, пошкоджений зародок, пошкоджений ендосперм, пошкоджена оболонка зародка, пошкоджена оболонка ендосперму, пошкоджена оболонка зародка і ендосперму по різному негативно впливає на лабораторну схожість насіння) було розраховано згідно коефіцієнтів та розрахункових формул один, узагальнений показник мікротравм.

Якщо на початку обмолоту без пошкоджень кількість зернівок становила 83%, а узагальнений показник травм 3,63%, то в жатці він зріс на 4,39%, а після ротора на 3,13%. Як видно з приведених даних, що рівень макротравмування в жатці вищий ніж після проходу через роторний агрегат, а після поступлення в бункер мікротравми зросли ще на 0,88%, і після розвантаження з бункера цей показник становив 13,57%, а без пошкоджень в зерновій масі перебувало 47%. При післязбиральній доробці зернового вороху мікротравми зростали і на час протруювання узагальнений показник досяг 17,00%, а після посіву пройшовши через висівний апарат макротравмування зернівок зросло ще на 2,90%. Травмованого зерна після посіву в загальній масі знаходилось 70%.

Особливо значних мікротравмувань зазнали оболонки зародку та ендосперму. Пошкодження зародку на протязі всього процесу від обмолоту до посіву знаходилось на стабільній величині – максимум 2%. Дані таблиці засвідчують, що пошкодження мікроорганізмами відбуваються на всіх стадіях виконання робіт.

Так кількість пошкодження фузаріозом та гельмінтоспориозом при післязбиральному обробітку становила 24%, інші шкідники 2–3%. На цей період появилися також плісневі грибки у слабій формі.

Після протруєння відповідними препаратами наявність шкідників зникла. Приведені результати досліджень, щодо впливу травмування і пошкоджень мікроорганізмами на якісні показники насіння показані в таблиці 2.

На початковій стадії обмолоту чистота становила 99,5% і після вивантаження на тік зменшилась на 2%. Післязбиральний обробіток поліпшив цей показник і після посіву він становив 99,3%.

Насіння культурних рослин в зерновій масі відсутнє.

Таблиця 2. Показник якості насіннєвого матеріалу озимої пшениці

Стадія відбору зразків для досліджень	Чистота, %	Насіння культурних рослин, шт./кг	Насіння бур'янів, шт./кг	Схожість, %	Вологість		Маса 1000 насінин, г	Натура, г/л
					Лабораторна, %	На місці взяття зразка, %		
На пні	99,5	0	0	98,2	12,5	12,8	48,3	760
В жатці	99,0	0	8	98,0	11,6	11,7	46,6	750
Після ротора	97,0	0	12	96,0	12,0	13,0	46,0	749
В бункері	97,5	0	12	94,0	12,5	14,0	45,5	748
Після вигризки з бункера	97,1	0	154	93,0	14,4	15,1	45,1	745
Після 1 – ої очистки	98,6	0	4	96,0	13,0	14,0	46,3	746
Після 2 – ої очистки	99,1	0	1	97,2	12,2	13,1	47,2	755
Після протруювання	99,0	0	1	97,0	13,1	14,5	47,0	750
Після погрузки на посів	91,1	0	1	97,0	13,1	13,5	47,2	755
Після посіву	99,3	0	0	97,4	12,5	13,0	47,5	757

Засміченість насінням бур'янів за мірою збирання збільшувалась і під час розвантаження на тік становила 154 шт./кг. Це звичайно вплинуло на збільшення пошкодження шкідниками і вологості як на місці обмолоту, так і лабораторної, яка в цей період становила 15,1 – 14,4%. При післязбиральній підготовці насіння ці показники знизилися до 13,0–12,5%, тобто знаходились в межах стандарту.

Головний показник якості насіння – схожість також змінювався, адже засміченість вологими компонентами не могла на нього не вплинути. Якщо на першому етапі збиральних робіт схожість сягала 98,2%, то після вивантаження з бункера вона знизилась на 5,2%, однак в наступному процесі підготовки насіння і посіву вона знову зросла до 97,4%, тобто на 1,4%.

Маса насіння і натура з обмолотом знижувалася, але потім повернулася майже до початкових значень і становила після посіву 47,5 г та 757 г/л.

Висновки. Результати проведених досліджень показали, що по мірі проходження обмолоту, післязбиральної обробки та посіву відбувається зростання макро – і мікротравм, а також пошкодження зернівок шкідниками .

Особливо це відзначається за наявності в зерновому воросі вологих засмічувачів, які створюють сприятливе середовище для розвитку шкідників.

Зростання мікротравмувань зернівок та пошкодження мікроорганізмами негативно впливають на якісні показники зерна – особливо схожість. Внаслідок поганого зберігання такого насіння від підвищення інтенсивності дихання та тепла, що приводить до самоігрівання, розвитку шкідників, в тому числі плісневих грибків, які пошкоджують зернівку значно погіршують її якісні показники.

Отримані данні свідчать також про те, що травмування зернівок при збиранні роторним комбайном відбувається значно менше ніж барабанним.

Головним завданням при обмолоті є глибоке регулювання робочих органів зернозбиральних комбайнів для оптимальних режимів роботи, а також по мірі можливості використання роторних їх типів.

А під час післязбиральної обробки зернового вороху є як найшвидше, за мірою отримання від комбайна на тік, його очищення від грубих і дрібних засмічувачів, а також виділення травмованого, щуплого, подрібненого, біологічно неповноцінного зерна з незадовільними посівними якостями.

Тобто, необхідно домогтися підготовки високоякісного насіння на стадії найменшого розриву між обмолотом і післязбиральним обробітком, шляхом виділення із зернового вороху компонентів, які створюють сприятливе середовище для розвитку і життєдіяльності мікроорганізмів.

Література

1. Тарасенко А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке [Текст] / А.П. Тарасенко. – Воронеж, 2003. – 331 с.
2. Карпов Б.А. Технология послеуборочной обработки и хранения зерна [Текст] / Б.А. Карпов. – М.: Агропромиздат, 1987. – 399 с.
3. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна [Текст] / Л.Н. Тищенко. – Х.: Основа, 2004. – 224 с.
4. Киреев М.В. Послеуборочная обработка зерна в хозяйствах [Текст] / М.В. Киреев. – Л.: Колос, 1981. – 224 с.

Рецензенти: д.т.н., проф. Л.В. Аниськевич;
д.т.н., проф. І.Г. Грабар

УДК 631.358:633.521

© І.М. Дударєв, к.т.н., А.В. Хомич
Луцький національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОБМОЛОЧУВАННЯ СТРІЧКИ ЛЬОНУ

У статті запропоновано нову конструкцію пристрою для обмолочування стрічки льону (льону-довгунця та олійного льону). Представлені результати теоретичних досліджень з обґрунтування раціональних конструктивних параметрів запропонованого пристрою.
ПРИСТРІЙ ДЛЯ ОБМОЛОЧУВАННЯ, СТРІЧКА ЛЬОНУ, КОНСТРУКТИВНІ ПАРАМЕТРИ, ВАЛЕЦЬ, ДЕКА.

Постановка проблеми. Одним з основних напрямків удосконалення технологій збирання льону-довгунця та олійного льону є розробка технічних засобів для обмолочування стрічки льону, які б забезпечували мінімальні втрати та пошкодження насіння і стеблової частини. Більшість існуючих збиральних машин та молотильних пристроїв льону обладнані гребневим обчісувальним апаратом. Основними недоліками конструкції обчісувального апарата є значне пошкодження стебел, що суттєво впливає на якість і вихід льоноволокна, та відхід їх у плутанину, що ускладнює подальшу переробку льоновороху [1]. Крім того, висока швидкість руху гребенів, що необхідна для забезпечення чистоти обчісування, призводить до суттєвого пошкодження насіння. Таким чином, актуальним питанням залишається розробка пристроїв для обмолочування льону, які б забезпечували збереження якісних показників насіння та стеблової частини (льоноволокна) без втрат.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Сучасні вітчизняні та закордонні розробки пристроїв для обмолочування стрічки льону передбачають заміну жорстких поверхонь, що взаємодіють з льоном, на еластичні, зокрема, робочі органи з такими поверхнями мають підбирачі-молотарки ПМЛ-1, ЛМН-1В та інші машини [1-4]. Така тенденція пов'язана з тим, що робочі органи з еластичними поверхнями, які взаємодіють з матеріалом, забезпечують менші його пошкодження. Розробка нових пристроїв для обмолочування стрічки

льону передбачає обґрунтування їх конструктивних параметрів, що вимагає проведення додаткових теоретичних досліджень.

Мета дослідження – розробити пристрій для обмолочування стрічки льону (льону-довгунця та олійного льону) та обґрунтувати його конструктивні параметри.

Результати дослідження. Пристрій для обмолочування стрічки льону (рис. 1), що пропонується, містить транспортувальну та молотильну частини. До складу транспортувальної частини включено три затискні транспортери, один з яких дисковий. У місцях переходу стрічки стебел між затискними транспортерами встановлено спрямовуючі прутки. До складу молотильної частини включені підвідний стіл, над яким передбачено прутковий спрямовувач, молотильний барабан з горизонтальною віссю обертання та струшувач. Під молотильним барабаном та струшувачем встановлено накопичувач, у нижній частині якого передбачено вивантажувальний транспортер. Конструктивно забезпечено обертання дискового затискного транспортера та молотильного барабана в одну сторону. Молотильний барабан складається з двох вертикальних дисків між якими на осях встановлені вальці з прогумованою поверхнею. Між вальцями передбачено вставки, що кріпляться до дисків. Над молотильним барабаном встановлена суцільна дека з прогумованою внутрішньою поверхнею та з можливістю регулювання зазору між ними.

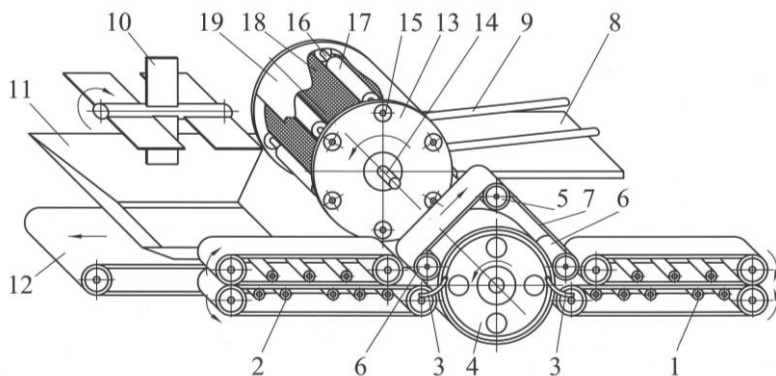


Рис. 1. Пристрій для обмолочування стрічки льону: 1, 2 – затискний транспортер; 3 – спрямовуючий пруток; 4 – диск; 5 – натяжний шків; 6 – притискний шків; 7 – прогумований пас; 8 – підвідний стіл; 9 – прутковий спрямовувач;

10 – струшувач; 11 – накопичувач; 12 – вивантажувальний транспортер; 13 – вертикальний диск; 14 – приводний вал; 15 – підшипниковий вузол; 16 – вісь обертання; 17 – валець з прогумованою поверхнею; 18 – вставка; 19 – суцільна дека

Пристрій працює наступним чином. Необмолочена стрічка стебел льону, затиснута зі сторони гузирів затискними транспортерами, переміщується підвідним столом до молотильного барабана. Верхівкова частина стебел спрямовується прутковим спрямовувачем з підвідного стола в зазор між суцільною декою та молотильним барабаном. Вальці притискають верхівкову частину стебел до суцільної деки та перекочуються внаслідок контакту з ними. У результаті дії вальців на насінневі коробочки під час обертання молотильного барабана відбувається їх руйнування шляхом плющення. Насінневий ворох, що утворюється під час руйнування насінневих коробочок, опиняється на вставках, з яких зсипається в результаті обертання молотильного барабана в накопичувач. Насінневий ворох, що залишився на стеблах, за допомогою ударної дії лопаток струшувача по верхівковій частині стебел переміщується в накопичувач. З накопичувача ворох вивантажується транспортером.

Запропонований пристрій може бути застосований для обмолочування стрічок льону-довгунця та олійного льону з сухими насінневими коробочками як вузол льонозбирального агрегату чи входить до складу технологічної лінії первинної переробки льону (встановлюється після розбирання рулонів необмолоченого льону) як стаціонарна машина.

Розглянемо процес обмолочування стрічки льону шляхом плющення у запропонованому пристрої, використовуючи алгоритм наведений в літературі [5-7]. Процес плющення стрічки льону розпочинається у момент, коли валець її наздоганяє. Це досягається за рахунок того, що кутова швидкість обертання барабана з вальцями ω є більшою за кутову швидкість обертання затиснутої у дисковому транспортері стрічки. Під час плющення верхівкової частини необмолоченої стрічки льону валець діє на шар матеріалу по дузі AC (рис. 2 а). З усіх точок шару матеріалу, що контактує з вальцем, у найменш вигідних умовах захвату знаходиться точка A . Тому визначимо умову захвату саме цієї точки стрічки льону. Валець починає контактувати з шаром матеріалу, коли його наздоганяє (точка A). Позначимо товщину шару (стрічки) до затягування $AB = H$, а товщину шару після проходження вальця $CD = h$. Від дії сили P тиску вальця на стрічку виникає сила тертя F_1 між вальцем та

матеріалом і сила F_2 між шаром матеріалу та криволінійною поверхнею суцільної деки. Умова затягування верхівкової частини стрічки стебел у простір між криволінійними поверхнями вальця та деки має вигляд:

$$F_1 \cos(\alpha - \beta) + F_2 \geq P \sin(\alpha - \beta), \quad (1)$$

де α – кут захвату стрічки вальцем;

β – кут між радіусами, що опущені з центра обертання O до центра обертання вальця O_1 та точки контакту вальця з матеріалом A .

Сили тертя F_1 та F_2 визначаються наступним чином:

$$F_1 = f_1 P \text{ та } F_2 = f_2 N, \quad (2)$$

де f_1, f_2 – коефіцієнти тертя між верхівковою частиною стрічки льону та криволінійними поверхнями відповідно вальця та суцільної деки;
 N – нормальна реакція поверхні суцільної деки.

Якщо прийняти, що шорсткість криволінійних поверхонь вальця та суцільної деки однакова, то коефіцієнти тертя теж однакові і рівні тангенсу кута тертя $f_1 = f_2 = \text{tg}(\varphi)$.

Нормальна реакція поверхні суцільної деки:

$$N = P \cos(\alpha - \beta) + F_1 \sin(\alpha - \beta). \quad (3)$$

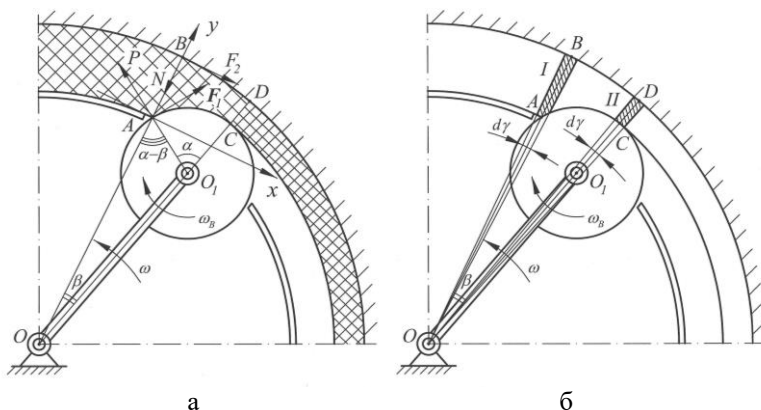


Рис. 2. Розрахункова схема: а – пристрою для обмолочування стрічки льону; б – до визначення коефіцієнта ущільнення стрічки льону

Підставляючи значення F_1, F_2 та N у нерівність (1), після перетворень отримаємо:

$$2P \operatorname{tg}(\varphi) \cos(\alpha - \beta) + P \operatorname{tg}^2(\varphi) \sin(\alpha - \beta) \geq P \sin(\alpha - \beta). \quad (4)$$

Провівши скорочення та тригонометричні перетворення, матимемо:

$$\operatorname{tg}(2\varphi) \geq \operatorname{tg}(\alpha - \beta) \text{ або } 2\varphi \geq \alpha - \beta. \quad (5)$$

Під час виконання умови (5) верхівкова частина стрічки льону буде затягуватися у простір між криволінійними поверхнями вальця та суцільної деки.

Визначимо початкову товщину стрічки H , за якої валець не буде просовувати стебла вперед, утворюючи перед собою валок, а буде забезпечене плющення стрічки. Залежність для визначення внутрішнього радіуса деки $OB = R$ запишемо наступним чином:

$$R = H + r_b \cos(\alpha - \beta) + r \cos(\beta), \quad (6)$$

де r_b – зовнішній радіус вальця;

r – відстань між осями обертання O та O_1 .

З трикутника $\triangle OO_1A$ за теоремою косинусів отримаємо:

$$r_b^2 = r^2 + (R - H)^2 - 2r(R - H) \cos(\beta). \quad (7)$$

З виразу (7) визначимо $\cos(\beta)$:

$$\cos(\beta) = \frac{r^2 + (R - H)^2 - r_b^2}{2r(R - H)}. \quad (8)$$

Підставляючи вираз (8) у (6) та враховуючи, що кут $(\alpha - \beta)$ не має перевищувати значення кута 2φ (у випадку визначення максимально допустимої товщини стрічки для забезпечення її затягування між вальцем та декою буде $(\alpha - \beta) = 2\varphi$), тоді після перетворень матимемо:

$$R = H + r_b \cos(2\varphi) + \frac{r^2 + (R - H)^2 - r_b^2}{2(R - H)}. \quad (9)$$

Після перетворень виразу (9), отримаємо квадратне рівняння:

$$H^2 + 2H(r_b \cos(2\varphi) - R) + R^2 - r^2 + r_b(r_b - 2R \cos(2\varphi)) = 0. \quad (10)$$

Розв'язуючи квадратне рівняння (10) відносно H , отримаємо:

$$H_{1,2} = R - r_b \cos(2\varphi) \pm \sqrt{r^2 + r_b^2(\cos^2(2\varphi) - 1)}. \quad (11)$$

Серед значень $H_{1,2}$ (коренів квадратного рівняння (10))

вибираємо те, що забезпечує технологічну можливість формування стрічки товщиною H в реальних умовах та виходячи з конструктивних міркувань. За максимально допустимим значенням

товщини стрічки H визначається зовнішній радіус вставки молотильного барабана $OA = R - H$.

З виразу (9) також можна визначити необхідний мінімальний радіус вальця за заданої товщини шару H , який необхідний для затягування стрічки у простір між вальцем та декою:

$$r_B^2 - 2r_B(R - H)\cos(2\varphi) + (R - H)^2 - r^2 = 0. \quad (12)$$

Розв'язуючи квадратне рівняння (12) відносно r_B , отримаємо:

$$r_{B1,2} = (R - H)\cos(2\varphi) \pm \sqrt{(R - H)^2(\cos^2(2\varphi) - 1) + r^2}. \quad (13)$$

Серед значень $r_{B1,2}$ (коренів квадратного рівняння (12)) вибираємо те, яке можливо забезпечити з конструктивних міркувань.

Розглянемо елемент стрічки льону, що визначається кутом $d\gamma$ (на рис. 2 б – елемент заштрихований). Припустимо, що під час переміщення елемента стрічки з положення I у положення II (на цій ділянці валець контактує з елементом стрічки $d\gamma$) кут $d\gamma = const$. Крім того, врахуємо, що ширина верхівкової частини стрічки (елемента стрічки $d\gamma$), яка контактує з вальцем, теж під час ущільнення не змінюється. Таким чином, ущільнення стрічки відбувається лише за її товщиною, тобто в радіальному напрямку. Враховуючи зазначене, визначимо максимальне ущільнення стрічки льону після проходження вальця:

$$h = R - r - r_B. \quad (14)$$

Ущільнення стрічки льону можна характеризувати коефіцієнтом ущільнення, який показує в скільки разів ущільнено шар матеріалу:

$$k = \frac{H}{h} = \frac{R - r_B \cos(2\varphi) \pm \sqrt{r^2 + r_B^2(\cos^2(2\varphi) - 1)}}{R - r - r_B}. \quad (15)$$

Провівши відповідні перетворення у виразі (15), отримаємо залежність для знаходження внутрішнього радіуса R суцільної деки, що при заданих параметрах r_B , r та φ дозволить забезпечити необхідне ущільнення стрічки льону (конструктивні параметри r_B та r є незмінними у запропонованій конструкції, а зазор між декою та вальцями можна змінювати, змінюючи R):

$$R = \frac{k(r + r_B) - r_B \cos(2\varphi) \pm \sqrt{r^2 + r_B^2(\cos^2(2\varphi) - 1)}}{k - 1}. \quad (16)$$

На рис. 3 представлено залежність внутрішнього радіуса деки від коефіцієнта ущільнення (у виразі (16) приймали знак “-”), яка

показує, що для більшого ущільнення стрічки необхідно зменшувати внутрішній радіус деки.

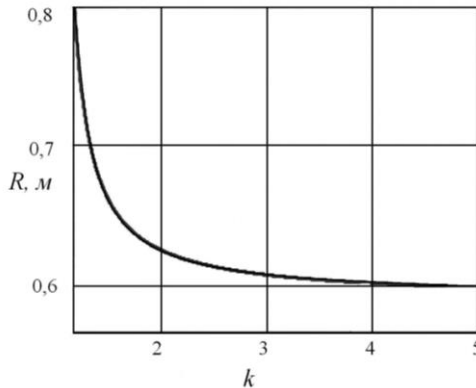


Рис. 3. Залежність внутрішнього радіуса деки від коефіцієнта ущільнення (при $\varphi = 35^\circ$; $r_b = 0,05$ м; $r = 0,54$ м)

Висновки. Запропонований пристрій для обмолочування стрічки льону (льону-довгунця та олійного льону) може бути встановлений як вузол у льонозбиральний агрегат чи входити до складу технологічної лінії первинної переробки льону як стаціонарна машина. Отримані залежності дозволяють обґрунтувати раціональні конструктивні параметри запропонованого пристрою та пов'язати їх з параметрами стрічки льону.

Література

1. Круглень В.Е. Обоснование параметров бильного аппарата для усовершенствования процесса обмолота ленты льна / В.Е. Круглень, М.В. Левкин // Энергоресурсосберегающие технологии и технические средства для их обеспечения в сельскохозяйственном производстве: материалы Международ. науч.-практ. конф. молодых ученых – Минск, 2010. – С. 131-134.

2. Патент на корисну модель №40246 Україна, МПК A01D45/00. Пристрій для відокремлення насінневих коробочок льону-довгунця / Дударев І.М.; заяв. 24.11.2008; опубл. 25.03.2009; Бюл. № 6.

3. Патент на корисну модель №40256 Україна, МПК A01D45/06. Пристрій для відокремлення насінневих коробочок льону-довгунця від стебел / Дударев І.М.; заяв. 27.11.2008; опубл. 25.03.2009; Бюл. № 6.

4. Патент на винахід №93019 Україна, МПК А01D45/00, А01D34/00, А01F11/00. Комбайн для збирання олійного льону / Дударев І.М.; заяв. 08.10.2009; опубл. 27.12.2010; Бюл. № 24.

5. Злочевский В.Л. Устройство для плющения зерна маятникового типа / В.Л. Злочевский, Е.Ю. Чикина // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – № 6 (56). – 2009. – С. 57-62.

6. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. – Т. I (ч. 1). – Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. – Харків: Око, 2001. – 444 с.

7. Хайліс Г.А. Розрахунок робочих органів збиральних машин: Навчальний посібник / Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк. – Київ: НМК ВО, 1991. – 200 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.362

© П.М. Заїка, акад. НААНУ, д.т.н.; М.В. Бакум, к.т.н.; А.Д. Михайлов к.т.н.; О.Б. Козій, к.т.н.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

СЕПАРАЦІЯ НАСІННЯ ЛЬОНУ НА ВІБРАЦІЙНИХ СЕПАРАТОРАХ

Аналіз результатів експериментальних досліджень очищення та сортування некондиційного насіння льону на перфорованих та неперфорованих робочих органах вібраційних сепараторів показав, що із насіння льону є можливість виділити важковідокремлюване насіння бур'янів та домішки з одночасним відбором у відхід неповноцінного насіння основної культури.

НАСІННЯ, ЛЬОН, ВІБРАЦІЙНИЙ СЕПАРАТОР, ОЧИЩЕННЯ, СОРТУВАННЯ.

Постановка проблеми. Для одержання високих та сталих врожаїв сільськогосподарських культур важливе значення має очищення, сортування та відбір для посіву біологічно найбільш повноцінного насіння. Розв'язання проблеми підвищення посівних якостей насіння, в тому числі насіння льону, пов'язане з створенням

нових високоефективних і високопродуктивних засобів механізації для сепарації насінневих сумішей сільськогосподарських культур.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Повністю задовольнити потреби господарств агропромислового комплексу України в насінні з високими посівними якостями, знизити собівартість та зробити стабільні запаси посівного матеріалу в потрібних кількостях можливо тільки під час переведу насінництва на промислову основу, яка базується на подальшій спеціалізації та концентрації.

Організація насінництва на промисловій основі потребує створення відповідної матеріально-технічної бази післязбиральної обробки та зберігання насіння льону, найбільш ефективного використання потокових ліній заводського виробництва. Але необхідно відмітити, що розробка та організація серійного виробництва нового високопродуктивного обладнання і зерночисних машин залишаються на недостатньому рівні.

Підготовка посівного матеріалу льону здійснюється на зерночисних машинах загального призначення з повітряно-решітно-трієрними робочими органами. При цьому доведення насіння до високих посівних кондицій на цих машинах не завжди забезпечується, а багаторазові пропуски насіння через робочі органи машин призводять до травмування та втратам насіння основної культури у відхід. Крім того, з плином часу отримання кондиційного посівного матеріалу льону ускладнюється із-за своєрідного пристосування насіння бур'янів та домішок, які поступово втрачають ті ознаки розділення, за якими раніше відрізнялись від насіння основної культури [1, 2, 3].

Недосконалість технологічних процесів серійних зерночисних машин викликає необхідність насичення технологічних ліній післязбиральної обробки спеціальними зерночисними машинами для доочищення насіння льону. Це призводить до збільшення собівартості посівного матеріалу, ускладнює налагодження технологічних ліній, часто знижує продуктивність і не завжди забезпечує вихід насіння з високими посівними показниками.

Підвищити посівні якості насіння різних сільськогосподарських культур, в тому числі насіння льону, можливо за рахунок введення в лінії по очищенню та сортуванню вібраційних сепараторів, застосування яких відкриває можливості удосконалення технологічного процесу підготовки насіння з високими посівними якостями [1, 2, 3, 4].

Встановлено, що сепарація на перфорованих та неперфорованих фрикційних поверхнях вібраційних сепараторів дозволяє виділити із насіння основної культури важковідокремлюване насіння бур'янів, насіння інших культурних рослин та домішки, які у багатьох випадках не виділяються на зерноочисних машинах загального та спеціального призначення. Крім того, на вібраційних сепараторах одночасно з очищенням насіннєвого матеріалу відбувається і виділення із насіння основної культури неповноцінного насіння (травмованого, шуплого, пророслого та ін.).

У зв'язку з цим, пошук нових ознак сепарації, вискоєфективних робочих органів зерноочисних машин, а також удосконалення технологічного процесу підготовки насіннєвого матеріалу льону є актуальною задачею і має важливе значення.

Мета досліджень. Дослідити можливість очищення насіння льону від важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок з одночасним сортуванням насіння основної культури на вібраційних сепараторах з перфорованими та неперфорованими фрикційними поверхнями.

Результати досліджень. Насіння бур'янів та домішки за розмірами не значно відрізняються від насіння льону, тому доведення до високих посівних кондицій за чистотою насіння льону на зерноочисних машинах з тихохідними решітними станами пов'язано з багаторазовістю пропусків вихідного матеріалу через робочі органи машин, що призводить до значних втрат насіння основної культури у відхід.

Для встановлення ефективності виділення із насіння льону важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок вихідна насіннева суміш була оброблена на вібраційних решетах. Конструктивну схему вібраційного сепаратора з гвинтовими коливаннями робочого органу навколо вертикальної вісі наведено на рис. 1.

Для доочищення насіння льону на решітному стані вібраційного сепаратора верхнє решето 1 встановлювалось з круглими отворами діаметром 2,0 мм, а нижнє решето 2 з прямокутними отворами шириною 1,1 мм, які встановлювались між обечайками 9, 10, 11. Решета від насіння, що заклинилось, очищається кульковим очисником 3. Для виведення сходової фракції з решета використовується конус 5 натяжний з ділильником, а проходової фракції – конус розвантажувальний 4. Решітний стан змонтований на вібростолі 7, який за допомогою пружної опори 8 встановлюється на станині 12. Решітному стану надаються малоамплитудні

високочастотні гвинтові коливання навколо вертикальної вісі вібробудника 13, який приводиться в рух від електродвигуна 15 клинопасовими передачами з варіатором 14.

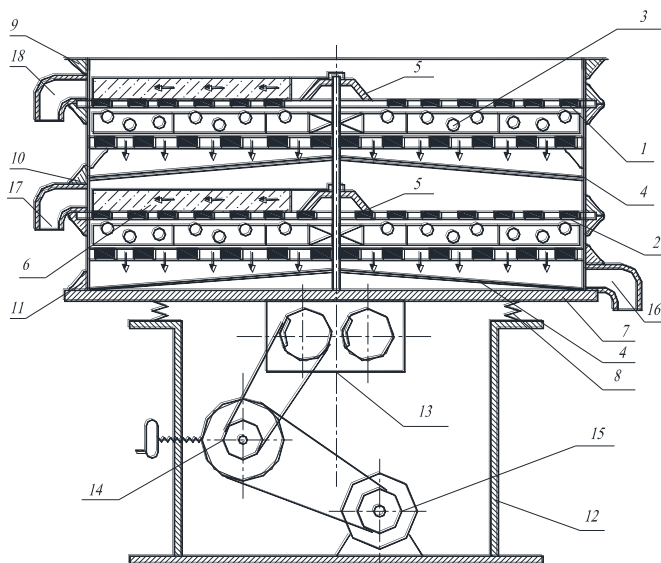


Рис. 1. Конструктивна схема вібраційного сепаратора з перфорованим робочим органом: 1 – верхнє решето; 2 – нижнє решето; 3 – кульовий очисник решіт; 4 – конус розвантажувальний; 5 – конус натяжний з ділильником; 6 – планка ділильна; 7 – вібростіл; 8 – пружини; 9, 10, 11 – обечайки; 12 – станина; 13 – вібробудник; 14 – варіатор; 15 – електродвигун; 16, 17, 18 – розвантажувальні лотки

Під час роботи вихідний матеріал подається на верхнє решето 1. Під дією високочастотних коливань матеріал переміщується по колу та розділяється на дві фракції. Значна частина насіння бур'янів, домішок та дрібного насіння льону просіюється крізь отвори решета, поступає на розвантажувальний конус 4 і виводиться з сепаратора. Сходова фракція переміщується по решету і конусом з ділильником 5 через лоток 18 виводиться з сепаратора. Для його доочищення воно спрямовується на нижнє решето з прямокутними отворами, де в сходову фракцію відокремлюється переважна частина насіння бур'янів і домішок. Очищена фракція просипається крізь решето і розвантажувальним конусом 4 та лотком 16 виводиться з сепаратора.

Насіння, що заклинюється в отворах 1, 2 очищується гумовими кульками очисника 3.

Вихідна насіннева суміш являла собою відхід машини основного очищення «Петкус–Гігант» К–531, встановленої в технологічній лінії з підготовки посівного матеріалу льону. Ця суміш мала наступні показники: вміст насіння льону – 91,4%, наявність насіння бур'янів – 11970 шт/кг; наявність домішок – 3,2%.

На підставі досліджень розмірних характеристик насіння льону, насіння бур'янів та домішок, проведених в галузевій науково–дослідній лабораторії Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, пошук області оптимуму ефективності сепарування досліджуваної суміші проводилось на решеті з круглими отворами діаметром 2,0 мм (верхнє) та прямокутними шириною 1,1 мм, встановленим в решітному стані вібраційного сепаратора.

Кінематичні параметри вібраційного сепаратора були наступними: частота коливань решітного стану – 155 c^{-1} , амплітуда коливань – 1,4 мм, кут спрямованості коливань – 17° . Продуктивність сепаратора з одним решетом дорівнювалась 600 кг/год.

Результати очищення насіння льону від важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок на перфорованих поверхнях вібраційного сепаратора наведені в табл. 1.

Таблиця 1. Результати очищення насіння льону на перфорованих поверхнях (решетах)

Фракції	Розподілення насінневої суміші по фракціях, %	Наявність насіння бур'янів, шт./кг	Наявність домішок, %	Вміст насіння основної культури, %	Маса 1000 штук насінин, г	Якість насіння
Решето з круглими отворами діаметром 2,0 мм						
Вихідна	100	11970	3,2	91,4	4,56	неконд
Схід	93,8	780	0,9	98,7	4,73	конд
Прохід	6,2	184260	11,8	14,2	3,39	неконд
Решето з прямокутними отворами шириною 1,1 мм						
Схід	3,1	32410	14,6	38,4	5,61	неконд
Прохід	90,7	190	0,3	99,1	4,48	конд

За один пропуск через решето з круглими отворами діаметром 2,0 мм, встановленому в решітному стані вібраційного сепаратора, є можливість виділити більше 88% насіння бур'янів та отримати насіннєвий матеріал з вмістом насіння льону 98,7%.

Цільова фракція, яка склала 93,8%, додатково пропускалась через решето з прямокутними отворами шириною 1,1 мм. У результаті сепарації отримано 90,7%, від маси вихідної суміші, насіння льону, яке відповідає за вмістом насіння основної культури вимогам ДСТУ [5, 6]. Загальні втрати насіння льону у відхід складають 1,3%.

Дослідженнями встановлено, що віброфрикційні сепаратори з неперфорованими фрикційними поверхнями, які розділяють насінневі суміші за комплексом фізико-механічних властивостей (фрикційні властивості, пружність і форма насіння), зарекомендували себе з позитивної сторони при підготовці насінневого матеріалу овочевих, круп'яних, олійних, лікарських культур, насіння трав та інших культур.

Конструктивну схему віброфрикційного сепаратора з неперфорованим фрикційним робочим органом наведено на рис. 2.

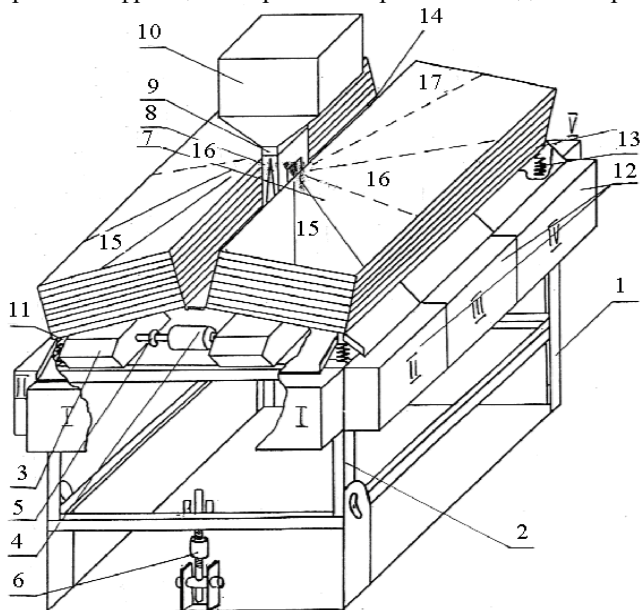


Рис. 2. Конструктивна схема віброфрикційного сепаратора з неперфорованим робочим органом: 1 – основна рама; 2 – проміжна рама; 3 – віброзбудники; 4 – проміжна передача; 5 – пружні муфти; 6 – механізм регулювання похилу робочих поверхонь до горизонту; 7 – неперфоровані фрикційні поверхні; 8 – живильні пристрої; 9 – перехідні патрубки; 10 – бункер; 11 – вібростіл; 12 – приймальники насіння; 13 – пружини; 14 – механізм регулювання поперечного

кута нахилу робочих поверхонь до горизонту; 15, 16, 17 – траєкторії руху насіння

Робочий орган сепаратора – фрикційні неперфоровані сепаруючі поверхні (два пакети по п'ятнадцять штук), встановлені з поздовжньо–поперечним кутом нахилу до горизонту. Залежно від культури, механіко–технологічних властивостей, виду насіння бур'янів та забур'яненості, поверхня робочого органу може бути облицьована різним фрикційним матеріалом: фанерою технічною, абразивним полотном, гумою, брезентом та іншими матеріалами. Поздовжній і поперечний кути нахилу робочих поверхонь регулюються, відповідно, механізмами 14 і 6. Сепаруючі поверхні закріплені на вібростолах 11, які встановлені на пружинах 13. Пружини розміщені симетрично на рамі 2.

На вібруючій частині сепаратора встановлені живильні пристрої 8, які подають насіння на кожен робочу поверхню.

Між живильними пристроями 8 і бункером 10 знаходяться перехідні патрубки 9 із еластичного матеріалу.

До вібростолів закріплені двобальні дебалансні віброзбудники 3 спрямованої дії так, що лінія дії вимушених сил складає гострий кут з напрямом зростання кута підйому робочої поверхні. Віброзбудники приводяться в дію від електродвигуна змінного струму пасовою передачею через проміжну передачу 4 та пружні муфти 5. Для збору продуктів розділення є приймальники насіння 12.

Технологічний процес віброфрикційного сепаратора здійснюється наступним чином. Під дією коливань вихідний матеріал льону із бункера через гнучкі патрубки і живильні пристрої потрапляє на робочі поверхні. На них насіння в залежності від фізико–механічних характеристик переміщуються за різними траєкторіями і розділяються на фракції. Так, по траєкторіях 15 переміщується більш округле, пружне насіння основної культури і скочується в нижні приймальники продуктів розділення. Плоске, шорстке і менш пружне насіння льону, а також насіння бур'янів та домішки переміщуються по траєкторіях 17 в верхні приймальники. Насіння льону, яке має проміжні значення цих властивостей, потрапляє по траєкторіях 16 в бокові приймальники. Подача насіння на робочі поверхні здійснюється так, щоб на робочому органі відбувалося одношарове переміщення насіння.

Технічна характеристика віброфрикційного сепаратора наведена в табл. 2.

Таблиця 2. Технічна характеристика віброфрикційного сепаратора

Найменування показників	Значення
1	2
Тип	віброфрикційний
Агрегується	пересувний з установкою на стаціонар
Привод	електродвигун 4А71В4У3 $n=1370$ об/хв
Потужність електродвигуна, кВт	1,1
1	2
Кількість обслуговуючого персоналу, люд.	1
Габаритні розміри, мм: довжина ширина висота	1350 970 1850
Загальна маса (з повним комплектом робочих органів), кг	370
Тип віброзбудника	двовальний дебалансний направленої дії
Частота коливань робочого органу, кол./хв	1800–2500
Амплітуда коливань робочого органу, мм	0,8 – 2,5
Спрямованість коливань робочого органу, град	28 – 48
Тип робочого органу	неперфорована фрикційна поверхня
Фрикційний матеріал робочого органу	фанера технічна
Розміри робочого органу, мм: довжина ширина	700 500
Установка робочого органу до горизонту, град: поздовжньо поперечного	0 – 20 0 – 10

Кількість фракцій, шт	5
-----------------------	---

Дослідження доочищення насіння льону (після сепарації на вібраційному сепараторі з перфорованим робочим органом) від важковідокремлюваного насіння бур'янів та домішок з одночасним сортуванням насіння основної культури проводилися на віброфрикційному сепараторі з неперфорованими фрикційними поверхнями.

Конструктивно-кінематичні параметри віброфрикційного сепаратора були наступними: поздовжній кут нахилу робочої поверхні – 5,7⁰; поперечний – 1,4⁰; амплітуда коливань робочого органу – 1,1 мм; частота коливань – 1650 кол/хв; кут спрямованості коливань – 30⁰.

Продуктивність сепаратора при установці однієї робочої поверхні облицьованою брезентом, склала 3,2 кг/год.

Результати сепарації насіння льону на віброфрикційному сепараторі наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Результати очищення та сортування насіння льону на неперфорованих фрикційних поверхнях

Найменування показників	Вихідна сума	Фракції насіння (приймальники)						
		I	II	III	IV	V	VI	VII
Розподілення насіння льону по фракціях, %	100,0	6,9	8,1	27,6	45,8	7,9	2,3	1,4
Розподілення насіння льону зростаючим підсумком, %	100,0	6,9	15,0	42,6	88,4	96,3	98,6	100,0
Вміст насіння основної культури, в тому числі, %:	99,1	99,4	99,7	99,9	99,9	83,6	74,8	51,2
– шуплого	4,2	–	0,1	0,3	0,4	13,9	56,4	12,7
– зеленого	1,7	0,1	0,1	0,2	0,3	4,8	8,2	12,6
Наявність насіння бур'янів, %	0,6	0,3	0,2	0,1	0,1	12,8	17,9	39,1
Наявність домішок, %	0,3	0,2	0,1	–	–	3,6	7,3	9,7
Схожість, %	89	94	96	97	97	68	53	41
Енергія проростання, %	83	88	90	92	91	60	45	36
Маса 1000 штук насінин, г	4,48	4,96	4,92	4,81	4,75	4,03	3,18	2,54
Якість сепарації		кондиційне				некондиційне		

Аналіз проведених експериментальних досліджень очищення та сортування насіння льону на неперфорованих фрикційних поверхнях віброфрикційного сепаратора показує, що в перші чотири фракції потрапило насіння льону, вміст якого у порівнянні з вихідним, збільшився на 0,73%, схожість та енергія проростання, відповідно, підвищилися на 7,4% і 7,2%. У ці фракції потрапило насіння льону з підвищеною масою 1000 штук насінин: 4,96; 4,92; 4,81; 4,75 г при масі 1000 штук насінин вихідної суміші 4,48 г. Необхідно також відмітити, що в першу–четверту фракції потрапила незначна кількість щуплого і зеленого насіння. Це дозволило підвищити лабораторну схожість перших чотирьох фракцій та отримати 88,4% насіння льону, яке відповідає вимогам ДСТУ [5, 6].

У п'яту–сьому фракції (вихід насіння 11,6%) надходило некондиційне насіння льону із значним вмістом насіння бур'янів, відповідно: 12,8%; 17,9%; 39,1% та великим вмістом домішок: 3,6%; 7,3%; 9,7%. В цих фракціях значно підвищилась кількість щуплого і зеленого насіння, а маса 1000 штук насінин зменшилась до 4,03; 3,18; 2,54 г, відповідно. В результаті чого лабораторна схожість та енергія проростання зменшилась, відповідно, п'ятої фракції – на 21,0% і 23,0%; шостої фракції – на 36,0% і 38,0%; сьомої фракції – на 48,0% і 47,0%.

Необхідно відзначити, що за такого способу очищення насіння льону відбувається одночасно відбір у відхід (п'ятий – сьомий приймальники) неповноцінного насіння: травмоване, щупле, зелене з низькою масою 1000 штук насінин, зниженою лабораторною схожістю та енергією проростання, яке дає низький врожай льону.

Висновки. 1. Післязбиральна обробка насіння льону на повітряно–решітно–трієрних робочих органах зерноочисних машин загального призначення та спеціальних зерноочисних машинах не завжди забезпечує отримання насіння основної культури з високими посівними якість, навіть за багаторазових пропусків вихідної суміші через робочі органи машин.

2. Запропонований спосіб очищення та сортування насіння льону на вібраційних сепараторах показав ефективність його застосування для підготовки високо кондиційного насіння льону.

3. Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що при сепарації насіння льону на перфорованому робочому органі вібраційного сепаратора із некондиційної насінневої суміші є можливість виділити важковідокремлюване насіння бур'янів та домішки з одночасним відбором у відхід неповноцінного насіння

основної культури (травмованого, щуплого, зеленого та ін.). Вихід насіння льону з високими посівними показниками складає 93,8%.

4. Під час доочищення та сортування насіння льону (після сепарації на вібраційному сепараторі з перфорованим робочим органом) на віброфрикційному сепараторі з неперфорованим робочим органом є можливість підвищити такі посівні якості насіння, як вміст насіння основної культури (на 0,73%), схожість (на 7,4%), енергію проростання (на 7,2%), масу 1000 штук насінин (на 0,38 г).

5. Впровадження вібраційних сепараторів для очищення та сортування насіння льону дозволяє із некондиційного насінневого матеріалу отримати насіння, яке відповідає високим посівним кондиціям, що в свою чергу дає можливість зменшити норму висіву та при цьому отримати більш високі та сталі врожаї.

Література

1. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Очистка і сортування насіння. Т. III, розділ 7. – Харків: Око, 2006. – 407 с.

2. Заїка П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико–механических свойств. – М.: Колос, 1978. – 287 с.

3. Заїка П.М. Вибрационные семяочистительные машины и устройства: Учебное пособие. – М.: МИИСП, 1981. – 141 с.

4. Заїка П.М. Динамика вибрационных зерноочистительных машин. – М.: Машиностроение, 1977.

5. Державний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. Технічні умови ДСТУ 2240–93 Київ, 1994. – 73 с.

6. Національний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. ДСТУ 4138–2002. – Київ, 2003. – 173 с.

УДК 621.434

© В.І. Захарчук, к.т.н.; О.В. Захарчук, А.О. Коновалюк
Луцький національний технічний університет

ВИКОРИСТАННЯ БІОГАЗУ В ЯКОСТІ МОТОРНОГО ПАЛИВА ДЛЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ

У роботі досліджено ефективні показники переобладнаного з дизеля газового двигуна з іскровим запалюванням під час його роботи на біогазі за різних ступенів його очищення.

БІОГАЗ, ПАЛИВО, ДВИГУН, ІСКРОВЕ ЗАПАЛЮВАННЯ.

Постановка проблеми. Прогнозоване вичерпання основних енергоресурсів (нафти та газу) в найближчі 50–60 років, постійне підвищення цін на нафтопродукти, проблеми з транспортуванням та значне погіршення екологічної ситуації у зв'язку з ростом концентрації шкідливих елементів в атмосфері – все це змушує більшість розвинутих країн шукати практично екологічно чисті, альтернативні нетрадиційні та відновлювані джерела енергії.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Біопаливо на сьогодні відіграє одну із домінуючих ролей серед інших видів нетрадиційних відновлюваних джерел енергії. Воно може забезпечити виробництво тепла, електро- та механічної енергії. Технології переробки біомаси дозволяють вирішувати проблеми утилізації шкідливих побутових та промислових відходів. Використання біогазу в ДВЗ, та його дослідження, проводять провідні вузи України. У працях А.І. Окоча та групи авторів: І.І. Тимченка, П.В. Жадана, А.О. Єфремова, О.М. Кабанова обґрунтована потреба заміни традиційних джерел енергії на нетрадиційні відновлювані джерела енергії. Висоцький С.П., Домарецький В.А., Шияк П.М., Сігал І.Я., виступаючи на сторінках журналів «Енергозбереження», «Енергетика та Електрифікація», «Харчова і переробна промисловість» приводять переваги біогазу перед традиційними джерелами енергії. В статтях С. Гусакова, П. Вальехо (Російський університет дружби народів), І. І. Тимченка та Д. І. Тимченка, В.Г. Ковальчука та інших викладені наукові основи ефективного застосування біопалива як альтернативи нафтового палива у двигунах внутрішнього згорання; наведені результати порівняльних стендових випробувань автомобіля який працює на біогазі з різним вмістом метану; показано необхідність застосування більш простого та дешевого способу очищення біогазу [1,2].

Однак комплексне вирішення цієї проблеми і надалі залишається актуальним. Особливо актуальним є вивчення показників нетрадиційних і альтернативних джерел енергії (біогазу зокрема) та можливостей його застосування, оскільки в наявності такі джерела в Україні є, а процес використання їх поки що мінімальний.

Матеріали і результати досліджень. Біогаз – безбарвний, без запаху, розчинний у воді газ, хімічний склад якого поданий у табл. 1.

Таблиця 1. Хімічний склад біогазу

Речовина	Хімічна формула	Вміст, %
Метан	CH_4	40 – 75
Вуглекислий газ	CO_2	25 – 55
Водяна пара	H_2O	0 – 10
Азот	N_2	<5
Кисень	O_2	<2
Водень	H_2	<1
Сірководень	H_2S	<1

Як бачимо, біогаз за своїм складом схожий на природний газ, єдина відмінність у наявності незначного вмісту сірководню H_2S , який не впливає на фізичні характеристики біогазу, та більшому вмісті вуглекислого газу CO_2 , що призводить до зниження питомої теплоти згоряння палива. Порівняльна характеристика обох палив подана у таблиці 2.

На основі аналізу фізико – хімічних властивостей біогазу можна зробити висновок, що біогаз як і природний газ може бути застосований як паливо для ДВЗ. Непогано пристосованим для цього є газовий двигун з іскровим запалюванням, створений на базі дизеля. Його параметри наведені в табл. 3.

Таблиця 2. Фізико-хімічні показники біогазу і природного газу (метану)

Показники	Види палива	
	Біогаз	Метан
Масова теплота згоряння, <i>кДж/кг</i>	9 800 – 30 100	49 900
Об'ємна теплота згоряння, <i>кДж/м³</i>	3 000 – 3 300	3 380
Кількість повітря потрібна для згоряння 1 кг палива, <i>кг/кг</i>	3,5 – 10,5	17,5
Межі займання суміші по α : багатої бідної	0,66 – 0,70 1,80 – 1,95	0,7 2,10
Максимальна швидкість згоряння, <i>м/с</i>	0,20 – 0,37	0,40
Октанове число	123 – 126	107 – 120

Таблиця 3. Технічна характеристика газового двигуна, переобладнаного з дизеля Д-240

<i>Параметри</i>	<i>Позначення</i>	<i>Вибране значення</i>
Ступінь стиску	ϵ	12
Коефіцієнт надлишку повітря	α	1,2
Частота обертання колін вала двигуна, хв-1	n	2200
Номінальна потужність двигуна	N_e	59
Кількість циліндрів	i	4

Покращення властивостей біогазу відбувається через його очистку від домішок, в першу чергу від діоксиду вуглецю CO_2 та сірководню H_2S . Залежно від необхідного ступення очищення умовно розрізняють грубе, середнє і тонке очищення.

Для грубого очищення біогазу від домішок застосовують такі способи:

- водневе очищення під тиском;
- етаноламіноване очищення;
- очищення гарячим розчином поташу.

Для тонкого очищення газу застосовують такі способи:

- лужне очищення газу від CO_2 ;
- очищення газу від CO_2 методом низькотемпературної абсорбції метанолом;
- біокаталітична безреагентна технологія очищення від H_2S природного газу і біогазу;
- окисно-адсорбційний метод очищення газів від сірководню.

Вибір способу очищення залежить від необхідної чистоти біогазу та способу подальшого його використання. Грубе очищення дозволяє використовувати біогаз у пальниках плит та водогрійних котлів, тонке очищення потрібно для використання біогазу як палива у транспорті, при транспортуванні його на великі відстані та спалюванні у котлах, призначених для роботи на природному газі. Вибір способу очищення біогазу залежить також від фінансових можливостей господарства, що його виробляє, та потребує відповідного технологічного обладнання.

Таблиця 4. Вихідні дані до розрахунку ефективних показників двигуна при його роботі на біогазі за різних ступенів очистки

Показник	Формула	Значення
Масова частка метану в біогазі за різних ступенів очищення	CH_4	0,6
		0,7
		0,8
		0,95
Масова частка вуглекислого газу в біогазі за різних ступенів очищення	CO_2	0,4
		0,3
		0,2
		0,05
Найнижча теплота згоряння біогазу за різних ступенів його очищення, $\text{МДЖ}/\text{м}^3$	H_u	22,1
		25,8
		29,5
		35

Дослідження показників двигуна з іскровим запалюванням за його роботи на біогазі виконувались в Харківському національному автодорожньому університеті [3]. Було встановлено, що оптимальні показники роботи двигуна під час роботи на біогазі забезпечуються за ступеня стиску $\varepsilon=12,5$, коефіцієнту надлишку повітря $\alpha=1,3$ та кути випередження запалювання $\Theta = 40^\circ$ ПКВ до ВМТ.

Оскільки в якості силових установок на сільськогосподарській техніці використовуються дизелі, то доцільно дослідити показники газового двигуна, переобладнаного з дизеля під час його роботи на біогазі. Це дослідження виконано розрахунковим шляхом на основі математичної моделі робочого циклу газового двигуна. Вихідні дані до розрахунків наведені в табл. 3 і 4, а результати розрахунків зведені в табл. 5

Таблиця 5. Показники двигуна при його роботі на біогазі за різних ступенів очистки

Показник	Вміст метану CH_4 в біогазі			
	60 %	70 %	80 %	95 %
Питома витрата палива на одиницю ефективної потужності, $\text{МДж}/(\text{кВт} \cdot \text{год}) (g_e)$	14,01	13,05	12,45	11,89
Розрахункова ефективна потужність двигуна, $\text{кВт} (N_e)$	30,3	37,9	45,5	56,5
Ефективний ККД (η_e)	0,256	0,275	0,289	0,302
Питома ефективна витрата палива, $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{год}) (v_e)$	0,634	0,506	0,422	0,339
Середній ефективний тиск, $\text{МПа} (p_e)$	0,348	0,436	0,522	0,649
Температура кінця згоряння, $\text{К} (T_z)$	1866	2016	2159	2358

За даними табл. 5 побудовані графіки (рис.), з яких видно, що з підвищенням вмісту метану в біогазі з 60% до 95% нижча теплота згоряння H_u зростає на 58,37%, ефективна потужність двигуна N_e на 86,6%, а ефективний ККД η_e на 17,83%.

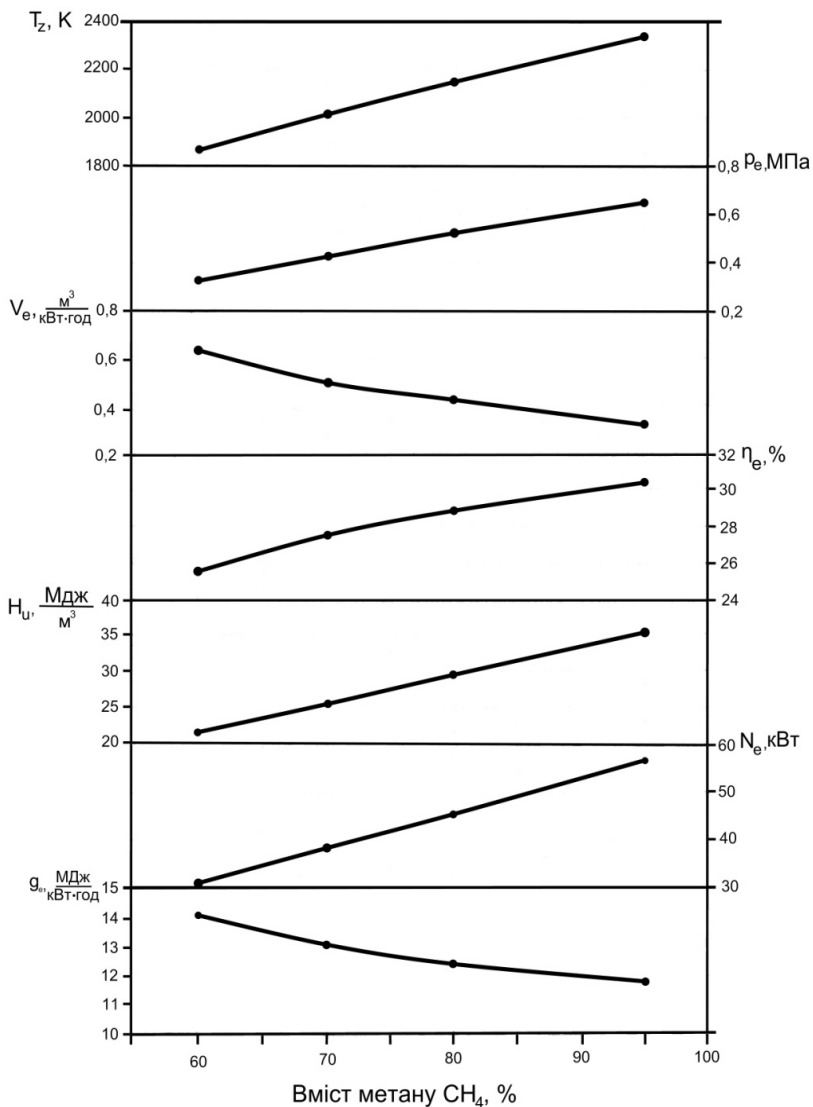


Рис. Графік залежностей ефективних показників двигуна під час його роботи на біогазі за різних ступенів очистки

Висновки

1. Інтерес до біогазу виявляється завдяки наявності значної кількості органічних відходів – дешевої поновлюваної біологічної сировини для його виробництва, що визначає низьку вартість отримуваної механічної та теплової енергії.

2. Використання біогазу в якості палива для отримання теплової енергії не пов'язане з особливими труднощами.

3. Використання біогазу для живлення мобільних енергетичних засобів досить проблематично внаслідок низького вмісту метану (60%) і значної кількості баласту, в основному двоокису вуглецю, що викликає зниження потужності, погіршення мосово-габаритних показників мобільної техніки. Сірководень який міститься в біогазі викликає корозію деталей двигуна.

4. За допомогою очищення біогазу від вуглекислого газу та інших домішок можна його показники (перш за все нижчу теплоту згоряння) наблизити до показників природного газу, чим значно покращити енергетичні та економічні показники двигуна, який працює на біогазі.

5. Високе октанове число біогазу (115–130) відкриває можливість для значного підвищення ступеня стиску двигуна (до 13 одиниць), а відповідно і збільшення ККД двигуна.

Література

1. Льотко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в ДВС. – М.: МАДИ (ТУ), 2000. – 312 с.

2. Захарчук В.І. Застосування альтернативних палив в автотракторних дизелях// Энергосбережение. – 2010. – №2. – С. 26–28.

3. Тимченко І.І., Жадан П.В., Єфремов А.О., Кабанов О.М. Використання біогазу як альтернативного палива в ДВЗ//Автомобільний транспорт. – Харків, 2005. – с.296–300.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.3.004

© В.Ю. Ільченко, проф.; О.Д. Деркач, к.т.н.; Н.О. Нагієва
Дніпропетровський державний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРИСТОСОВАНОСТІ КОНСТРУКЦІЇ КУЛЬТИВАТОРІВ ДО ОПЕРАЦІЙ ТО І ЗБЕРІГАННЯ

Викладено методику розрахунку коефіцієнта пристосованості конструкції просапного культиватора і культиватора – оруддя до операцій періодичного ТО, щозмінного ТО і зберігання машин.

КОЕФІЦІЄНТ ПРИСТОСОВАНОСТІ, ПРОСАПНИЙ КУЛЬТИВАТОР, ТЕХНІЧНЕ ОБСЛУГОВУВАННЯ (ТО), КУЛЬТИВАТОР–ОРУДДЯ, КОНСТРУКЦІЯ, КОЕФІЦІЄНТ ЗБЕРІГАННЯ.

Постановка проблеми. Затрати часу, праці і коштів на технічне обслуговування оцінюють відповідними показниками, які є складовою частиною системи технічного обслуговування. Ці показники включають затрати, що зумовлені конструкцією і технічним станом об'єкта технічного обслуговування (так звані оперативні затрати) та такі, що зумовлені організацією та технологією виконання технічного обслуговування, матеріально – технічним забезпеченням, кваліфікацією персоналу, умовами навколишнього середовища тощо.

Оперативно тривалість технічного обслуговування залежить від пристосованості машини до одночасного виконання робіт декількома виконавцями, що особливо важливо для складних машин. З метою зменшення оперативної тривалості технічного обслуговування, технологічний процес технічного обслуговування машин підрозділяють на окремі операції.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Пристосованість культиваторів та її складових одиниць і агрегатів до операцій ТО, діагностування, транспортування, зберігання та ремонту, а також усунення наслідків відмов і експлуатаційних несправностей характеризується контролепридатністю, доцільністю, стандартизацією і уніфікацією складних частин, легкоснімістю, взаємозамінністю, відновлюваністю, складністю операцій обслуговування і ремонту, збережаністю; уніфікацією палива, мастильних матеріалів і інструменту; безвідмовністю кріпильних з'єднань, складальних одиниць і агрегатів; стабільність регулювань, рівнем інструментального діагностування та ін. [3, 4].

Визначення показників для оцінки пристосованості культиваторів до ТО може бути здійснено на основі обліку затрат часу, праці та коштів за один цикл або рік всіх видів ТО [5, 6].

Метою роботи є дослідження пристосованості конструкції культиватора до операцій ТО і зберігання.

Об'єкти та методика досліджень. Для оцінки пристосованості конструкції культиваторів до ТО, як показали дослідження [1, 2] доцільно визначити коефіцієнти пристосованості конструкції до операцій ТО, і рекомендовано визначати як відношення основних затрат праці на виконання комплексу операцій до загальних затрат праці, безвідносно до того, як часто операції повторюються впродовж міжремонтного періоду.

При цьому пристосованість конструкції повинна визначатися для операцій щозмінного і періодичного обслуговування культиватора окремо та його зберігання.

Загальні положення. Збережуваність сільськогосподарських машин характеризується можливістю їх зберігання на відкритому майданчику, під навісом, у приміщенні; кількістю складових части, що вимагають зняття їх при зберігання, герметизації і консервації та кількістю і характером необхідних матеріалів і способів їх нанесення.

Коефіцієнт пристосованості конструкції просапного культиватора до операції зберігання ($K_{зб,с}$) визначається, як різниця між одиницею і коефіцієнтом непристосованості просапного культиватора до зберігання ($K_{f,с\dot{A},\dot{N}}$)

$$K_{с\dot{A},\dot{N}} = 1 - K_{f,с\dot{A},\dot{N}}. \quad (1)$$

У свою чергу коефіцієнт непристосованості культиватора до зберігання визначається, як відношення загальних річних витрат праці на зберігання культиватора $\dot{O}_{с\dot{A},\dot{N},D}$ до загальних річних витрат праці $\dot{O}_{д\dot{f},\dot{A}\dot{N},D}$ на підтримання с.–г. машин у роботоздатному стані (витрати праці на щозмінне ТО, періодичне ТО і зберігання культиватора):

$$K_{f,с\dot{A},\dot{N}} = \frac{\dot{O}_{с\dot{A},\dot{N},D}}{\dot{O}_{д\dot{f},\dot{A}\dot{N},D}}. \quad (2)$$

Технічне обслуговування с.–г. машин конкретних марок виконують згідно ГОСТ 20793–81. Цим стандартом встановлено такі види планового ТО:

– періодичне ТО посівних і садильних машин; жниварок, косарок–підбирачів, ґрунтообробних машин з активними робочими органами, машин для захисту рослин і внесення добрив, дощувальних машин і установок виконують через кожні 60 годин роботи.

Допускається відхилення від встановленої періодичності до 10%. ЦТО виконується щозмінно.

Методика розрахунку коефіцієнта пристосованості конструкції просапного культиватора та культиватора – оруддя до операцій ТО та зберігання

Коефіцієнт пристосованості конструкції просапних культиваторів і культиваторів – оруддя до зберігання визначається за формулою:

$$K_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}} = 1 - \frac{\dot{O}_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}}}{\dot{O}_{\text{U}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}} + \dot{O}_{\text{I}\bar{\text{O}}\bar{\text{D}}} + \dot{O}_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}}}, \quad (3)$$

де $\dot{O}_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}}$ – сумарна річна трудомісткість робіт з ТО культиваторів під час зберігання (табл.1, 2), люд-год; $\dot{O}_{\text{U}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}}$ – сумарна річна трудомісткість робіт культиваторів з щозмінного ТО (табл.1,2), люд-год; $\dot{O}_{\text{I}\bar{\text{O}}\bar{\text{D}}}$ – сумарна річна трудомісткість з періодичного ТО с.-г. машин (табл.1,2), люд-год;

Сумарна річна трудомісткість робіт з ТО культиваторів під час зберігання (табл.1, 2), люд-год:

$$\dot{O}_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}} = (\dot{O}_{\text{I}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}} + \dot{O}_{\bar{\text{O}}\bar{\text{C}}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}} + \dot{O}_{\bar{\text{O}}\bar{\text{C}}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}}) \cdot n_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}}, \quad (4)$$

де $\dot{O}_{\text{I}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}}$ – трудомісткість робіт з підготовки культиватора до зберігання, люд-год; $\dot{O}_{\bar{\text{O}}\bar{\text{C}}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}}$ – трудомісткість робіт з ТО культиватора під час зберігання, люд-год; $\dot{O}_{\bar{\text{O}}\bar{\text{C}}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}}$ – трудомісткість робіт при зніманні культиватора із зберігання, люд-год; $n_{\text{C}\bar{\text{A}}\bar{\text{N}}}$ – кількість постановок на зберігання культиватора протягом року.

$$\dot{O}_{\text{U}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}\bar{\text{D}}} = \delta_{\text{D}\bar{\text{N}}} \cdot t_{\text{U}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}} = \frac{\dot{O}_{\text{D}\bar{\text{N}}}}{\dot{O}_{\bar{\text{O}}}} \cdot t_{\text{U}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}}, \quad (5)$$

де $\delta_{\text{D}\bar{\text{N}}}$ – кількість робочих змін культиватора за рік; $t_{\text{U}\bar{\text{O}}\bar{\text{N}}}$ – трудомісткість одного щозмінного ТО культиватора, люд-год (табл.1, 2); $\dot{O}_{\text{D}\bar{\text{N}}}$ – нормативне річне завантаження культиватора в год, фіз.га; $\dot{O}_{\bar{\text{O}}}$ – тривалість зміни в годинах або змінна норма виробітку в гектарах.

Сумарна річна трудомісткість робіт культиватора з періодичного ТО визначається за формулою:

$$\dot{O}_{\text{I}\bar{\text{O}}\bar{\text{D}}} = \frac{\dot{O}_{\text{D}\bar{\text{N}}}}{60} \cdot t_{\bar{\text{O}}\bar{\text{D}}}, \quad (6)$$

де $t_{\bar{\text{O}}\bar{\text{D}}}$ – трудомісткість одного періодичного ТО (табл.1, 2), люд-год.

Таблиця 1. Пристосованість конструкції просапних культиваторів до операцій періодичного ТО, щозмінного ТО і зберігання машин

Марка	Особливості конструкції	Трудоємність зберігання люд – год	Трудоємність ТО, Люд-год		Коефіцієнти пристосованості до		
			щозмінного	періодичного	зберігання	щозмінного ТО	періодичного ТО
КРН–8,4		11,24	35,0	5,25	0,78	0,32	0,89
КРН–5,6Б		8,24	17,5	4,08	0,73	0,41	0,86
КРН–4,2Б		7,18	10,9	2,92	0,66	0,48	0,86
КРНВ–5,6		8,24	17,5	4,08	0,73	0,41	0,86
УКР–1,4	Універсальний	2,94	8,75	3,03	0,80	0,41	0,79
УКР–5,6	Універсальний	7,98	17,5	4,08	0,73	0,41	0,86
КГВ–4,2	Обробіток гребенів	6,15	13,1	3,5	0,73	0,42	0,85
КРШ–8,1		9,59	30,6	4,66	0,79	0,32	0,90
УСМК–5,4Б	Підживлювач	7,38	9,19	2,33	0,61	0,51	0,88
КГС–4,8А	рихлювач	4,84	8,75	2,33	0,70	0,45	0,85
КФ–5,4	Фрезерний	3,62	8,75	2,33	0,75	0,41	0,84
КФК–4,2		6,26	13,2	10,94	0,79	0,57	0,64
КВФ–2,8		4,28	10,94	10,94	0,85	0,58	0,58
КВФ–4,2		5,9	13,12	10,94	0,80	0,56	0,64
УСМП–5,4А	Проріджувач	4,97	13,12	10,94	0,83	0,55	0,62
ПСА–2,7	Автоматизований	3,35	8,75	2,33	0,77	0,39	0,84
ПСА–5,4	Автоматизований	5,31	8,75	2,33	0,68	0,47	0,86
КРК–9	Ротаційний	8,39	13,12	10,94	0,74	0,60	0,66
КРК–2,7		1,51	8,75	2,33	0,88	0,30	0,82
КФ–2,7		2,83	8,75	2,33	0,80	0,37	0,83

Таблиця 2. Пристосованість конструкції культиваторів – окучників до операцій періодичного ТО, щозмінного ТО і зберігання машин

Марка	Трудомісткість зберігання люд – год	Трудомісткість ТО, люд–год		Коефіцієнти пристосованості до		
		щозмінного	періодичного	зберігання	щозмінного ТО	періодичного ТО
КОН–2,8Б	6,38	4,37	0,84	0,45	0,62	0,93
КОН–2,8А	6,34	4,37	0,84	0,45	0,62	0,93
КОН–4,2	7,01	10,94	2,34	0,66	0,46	0,89
КРН–4,2Д	7,18	10,94	2,34	0,65	0,46	0,88
КРН–4,2Г	7,18	10,94	2,34	0,65	0,46	0,88
КНО–4,2	3,99	8,75	2,34	0,74	0,42	0,84
КНО–2,8	6,26	3,50	0,84	0,41	0,67	0,92
КРН–5,6Д	8,24	14,8	3,27	0,68	0,44	0,88
УГК–4,2	6,99	8,75	2,34	0,61	0,52	0,87
КОН–2,8Г	6,02	3,5	0,84	0,42	0,66	0,92
КФК–2,8	6,34	3,5	0,84	0,41	0,67	0,92

Коефіцієнт пристосованості просапних культиваторів до операцій щозмінного ТО визначається за формулою:

$$K_{\dot{V} \dot{\alpha} \dot{N}, D} = 1 - \dot{O}_{\dot{\alpha} \dot{D}} / (\dot{O}_{\dot{V} \dot{\alpha} \dot{N}, D} + \dot{O}_{\dot{\alpha} \dot{D}} + \dot{O}_{\dot{C} \dot{\alpha} \dot{N}, D}). \quad (7)$$

Коефіцієнт пристосованості просапних культиваторів до операцій періодичного ТО визначається за формулою:

$$K_{I \dot{\alpha} \dot{N}} = 1 - \dot{O}_{I \dot{\alpha} \dot{D}} / (\dot{O}_{\dot{V} \dot{\alpha} \dot{N}, D} + \dot{O}_{I \dot{\alpha} \dot{D}} + \dot{O}_{\dot{C} \dot{\alpha} \dot{N}, D}). \quad (8)$$

Розрахунки коефіцієнтів пристосованості конструкції просапних культиваторів до операцій періодичного ТО, щозмінного ТО і зберігання машин наведені в табл. 1, а розрахунки пристосованості культиваторів – окучників наведені в табл. 2.

Результати досліджень. Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції до операцій зберігання у просапного культиватора КРК–2,7 (0,88). Найменша пристосованість до операцій зберігання у просапного культиватора–підживлювача УСМК–5,4Б (коефіцієнт 0,61). Середнє значення коефіцієнта пристосованості конструкції до операцій зберігання складає 0,76.

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції просапних культиваторів до операції щозмінного ТО у культиватора КРК–9 (0,60) і просапного культиватора КВФ–2,8 (0,58). Невеликі коефіцієнти пристосованості до щозмінного ТО у просапних

культиваторів КФК–4,2 (0,57), КВФ–4,2 (0,56) та проріджувача УСМП–5,4А (0,55).

Найменша пристосованість до операцій щозмінного ТО у просапного культиватора КРК–2,7 (0,30). Середнє значення коефіцієнта пристосованості конструкції до операцій щозмінного ТО складає 0,45. Низькі значення коефіцієнта пристосованості до операцій у просапних культиваторів КРН–8,4 (0,32) і КРШ–8,1 (0,32).

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції просапних культиваторів до операції періодичного ТО у просапних культиваторів КРШ–8,1 (0,91), КРН–8,4 (0,90), культиватора – підживлювача УСМК–5,4Б (0,88). Найменша пристосованість до операцій періодичного ТО у просапних культиваторів КРН–5,6Б, КРН–4,2Б, КРНВ–5,6, УКР–5,6 та ПСА–5,4 в усіх культиваторів (0,86). Середнє значення коефіцієнта пристосованості конструкції до операцій періодичного ТО складає 0,8.

Аналіз коефіцієнтів пристосованості конструкцій просапних культиваторів до операцій щозмінного ТО, періодичного ТО та їх зберігання показав, що найбільший коефіцієнт пристосованості у операцій періодичного ТО (0,8) і операцій зберігання (0,76). Коефіцієнт пристосованості конструкції просапних культиваторів до операцій щозмінного ТО всього 0,45.

З підвищенням пристосованості конструкцій просапних культиваторів до операцій щоденного ТО, періодичного ТО і зберігання, зменшуються простоти культиваторів, що пов'язані з технологічним регулюванням, технічним обслуговуванням, діагностуванням та зберіганням.

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції культиватора–окучника КНО–4,2 до операцій зберігання (0,74). Найменша пристосованість до операцій зберігання у окучників КНО–2,8 (0,41) і КФК–2,8 (0,41). Середнє значення коефіцієнта пристосованості конструкції культиватора–окучника до операцій зберігання складає (0,56).

Найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції просапних культиваторів – окучників до операцій щозмінного ТО у культиватора – окучника КФК–2,8 (0,67). Найменша пристосованість до операцій щозмінного ТО (0,42). Середнє значення коефіцієнта пристосованості конструкції до операцій щозмінного ТО складає (0,55).

У окучників найбільший коефіцієнт пристосованості конструкції культиваторів до операцій періодичного ТО у КОН–2,8Б (0,93) і КОН–2,8А (0,93). Найменший коефіцієнт пристосованості конструкції культиватора КНО–4,2 (0,84). Середнє значення пристосованості культиватора – окучника до операцій періодичного ТО (0,92).

Висновки: Коефіцієнт пристосованості конструкції просапного культиватора до зберігання змінюється в залежності від типу культиватора з 0,61 до 0,88. Коефіцієнт пристосованості конструкції просапного культиватора до операції щозмінного ТО змінюється з 0,32 до 0,60. Коефіцієнт пристосованості періодичного ТО змінюється в межах з 0,62 до 0,9.

Коефіцієнт пристосованості конструкції культиватора – оруддя до зберігання змінюється з 0,41 до 0,74, до періодичного ТО змінюється в межах з 0,84 до 0,93, щозмінного – з 0,44 до 0,67.

Аналіз коефіцієнтів пристосованості конструкції просапних культиваторів до операцій зберігання, щозмінного ТО та періодичного ТО показав, що найбільший коефіцієнт пристосованості у періодичного ТО (0,9), дещо менший коефіцієнт пристосованості при зберіганні культиваторів 0,85 і найменший коефіцієнт пристосованості у щозмінного ТО (0,6).

Література

1. Галушко М.Д., Антонішин Р.З., Клепацький Б.В. Дослідження пристосованості тракторів до операцій технічних доглядів та визначення показників для оцінки експлуатаційної технологічності їх конструкцій // Механізація і електрифікація сільського господарства. – К.: Урожай, 1971. – Вип.15. Експлуатаційна технологічність і технічне обслуговування сільськогосподарських агрегатів. – С. 43–54.

2. Галушко М.Д., Антонішин Р.З., Клепацький Б.В. Результати аналізу експлуатаційної технологічності конструкцій тракторів у зв'язку з виконанням операцій технічного догляду // Механізація і електрифікація сільського господарства. – К.: Урожай, 1971. – Вип. 15. Експлуатаційна технологічність і технічне обслуговування с. – г. агрегатів. – с. 61–75.

3. Иващенко Н.И. Технология ремонта автомобилей. - К.: Вища школа, 1977. – 360 с.

4. Лімонт А.С. Теоритичні основи забезпечення працездатності машин: Навч. посіб. / Держ. агроєколог. ун-т. – Житомир, 2008 – 420 с.

5. Оценка приспособленности к техническому обслуживанию и диагностированию универсального пропашного трактора класса 2 / П.Ш. Петросян, В.А. Агапова, Г.Е. Топилин и др. // Тракторы и сельхозмашины. – 1982. – № 9. – С. 8 – 10.

6. Тракторы ЮМЗ–8070, ЮМЗ–8270, ЮМЗ–8071, ЮМЗ–8271, ЮМЗ–8080, ЮМЗ–8280. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. ПО ЮМЗ. – Днепропетровск, 1999. –171 с.

Рецензент д.т.н., проф. Ю.О. Чурсінов

УДК 6.637.21

© В.М. Карпюк, к.б.н.

Луцький національний технічний університет

ВПЛИВ ФІЗИКО–ХІМІЧНИХ ФАКТОРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ СЕПАРУВАННЯ МОЛОКА

У статті розглядаються напрямки покращення процесу відділення жирової фази із молока в сепараторах–вершковідокремлювачів.

ФАКТОР, ЕФЕКТИВНІСТЬ СЕПАРУВАННЯ, МОЛОКО, ВЕРШКИ.

Постановка проблеми. Суть сепарування полягає в розділенні молока під дією відцентрової сили на вершки і знежирене молоко. Процес розділення відбувається за допомогою сепараторів – вершковідокремлювачів і базується на різниці питомої ваги жирових шариків від інших компонентів молока. Жирові шарики на відміну від білків, вуглеводів та золи молока мають значно меншу питому вагу ($0,938 \text{ г/см}^3$) в порівнянні з іншими компонентами, питома вага, яких складає більше одиниці ($1,030 \text{ г/см}^3$ і більше).

Розділення фаз молока (жир – знежирене молоко) в сепараторі відбувається слідуючим чином. Незбиране молоко по постачальній трубці поступає в барабан і через отвори пакета тарілок рухається на верх. По мірі підймання молоко тонкими плівками розтікаються по концентричних щілинах між тарілками. В барабані сепаратора під дією відцентрової сили жирові кульки, як більш легка фракція, відтискуються до центру (до осі обертання), а знежирене молоко, як більш важка фракція, прямує до периферії. Під напором постійного притоку в барабан нових порцій незбираного молока знежирене молоко потрапляє до нижньої камери: виводиться через вивідний пристрій. Вершки проходять між тарілками, надходять до верхньої камери і відтискуються назовні.

Аналіз останніх досліджень. На якість сепарування впливає багато факторів. Проаналізуємо основні із них.

1. Частота обертання барабана. У процесі експлуатації сепаратора необхідно слідкувати перш за все за кількістю обертів барабана. Навіть за незначного зниження швидкості обертання, наприклад, на 9– 10% вміст жиру в знежиреному молоці збільшується на половину.

2. Кислотність молока. Цей фактор значно відображається на якості сепарування. З підвищенням кислотності змінюється колоїдний

стан білків, які під час нагрівання молока утворюють мікроскопічні частинки, а це утруднює виділення жирових шариків. Кислотність молока не повинна перевищувати 20⁰T.

3. Температура сепарування. Питання про температуру сепарування залишається дискусійним. В нашій країні даний процес традиційно проводиться за 35–40⁰C (температура свіжовидоєного молока). Сепарування при вищій температурі сприяє роздрібненню жирових шариків. Якщо такі вершки направляються на виготовлення масла, то при збиванні дрібні жирові шарики переходять в маслянку.

Німецька фірма «Westfalia» рекомендує підтримувати температуру сепарування на рівні 50–60⁰C. Негативний ефект, який виник в зв'язку із зміною системи збирання молока через день, збільшення тривалості зберігання до 48 год перед сепаруванням, можна усунути за рахунок підвищення температури сепарування до 50–60⁰C. Німецькі наукові дослідження підтверджують, що така температура являється оптимальною. Її підвищення сприяє, з одного боку, до покращення вершковиділення, з іншого боку до часткової денатурації білків молока. Це сприяє їх осіданню на поверхні тарілок і тим самим, погіршенню знежирення.

А фірма «Alfa-Zaval» (Швеція) вважає, що оптимальна температура сепарування 63–65 ⁰C. Вона вибрана з метою інактивації ліполітичних ферментів, а також з урахуванням того, що десперіговане повітря при сепаруванні попадає у вершки і тим самим знижує їх якість. Фірмою розроблений метод «Skania», який передбачає пастеризацію вершків і знежиреного молока здійснювати в різних теплообмінниках. Сире молоко насосом прокачується через секцію рекуперації, де нагріваються до 63–65 ⁰C і направляється в герметичний сепаратор. Знежирене молоко пастеризується і охолоджується в першому теплообміннику. Вершки поступають у витримувач, залишаються в ньому 30 хв з метою вилучення більшої частини повітря, а потім насосом подаються в другий теплообмінник де пастеризується і охолоджується.

Мета досліджень. Метою досліджень є аналіз причин, що призводять до зниження ефективності сепарування в наслідок посилення роздрібнення жирових кульок і переходу значної кількості жиру в маслянку, якщо вершки направляються на виготовлення масла.

Результати досліджень. Згідно з експериментальними даними з підвищенням температури сепарування збільшується продуктивність машин або покращується якість знежирення молока. Між тим проведення процесу сепарування молока за температури понад 40–50

$^{\circ}\text{C}$, як виходять з графіка (рис.1) майже не дає ніякого приросту якості розділення незбираного молока на фракції.

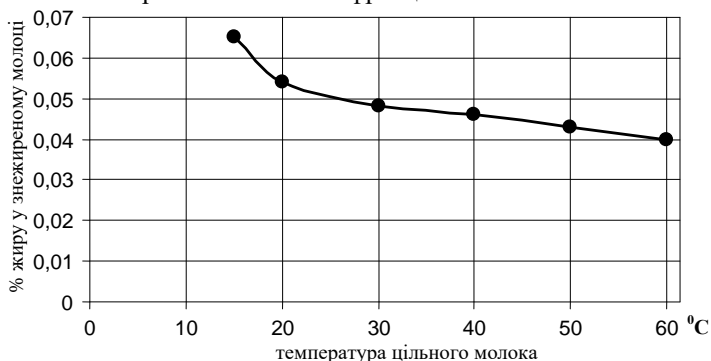


Рис.1. Жирність молока в залежності від температури сепарування

В той же час посилюються роздрібнення жирових кульок, що тягне за собою підвищений вміст жиру в маслянку і зниження якості масла, якщо вершки направляються на виготовлення. Крім того, витрачається значна кількість його енергії на охолодження вершків до температури зберігання. Проведення високотемпературного сепарування не вигідно і в тому відношенні, що при температурі 65°C і вище виникає денатурація білків молока і випадання їх на тарілках сепаратора. Тим самим утворюється шгучна жорсткість, яка перешкоджає відділення жирових кульок.

Високотемпературне сепарування також посилює виникнення піни вершків і знежиреного молока.

Підсисання повітря в насосах негативно позначається на якості знежирення з причини порушення спокійного характеру протікання молока між тарілками сепаратора.

Знежирення молока погіршується, якщо масова доля жиру в сепарованому молоці перевищує 3,5%.

За підвищення механічної забрудненості молока міжтарілчаний простір барабана швидко забруднюється сепараторним слизом, що призводить до зниження якості знежирення.

Кількість дрібних жирових шариків в молоці не постійна протягом року і залежить від періоду лактації, годування, породи і фізіологічного стану тварин. Тому один і той же сепаратор на різному молоці буде залишати в знежиреному молоці неоднакову кількість жиру.

Експерименти (рис. 2) проведені в Швеції, показали, що протягом року коливання ефективності знежирення досягають 0,01%.

Найкраще знежирення припадає на квітень – травень, тоді як найгірше – у вересні.

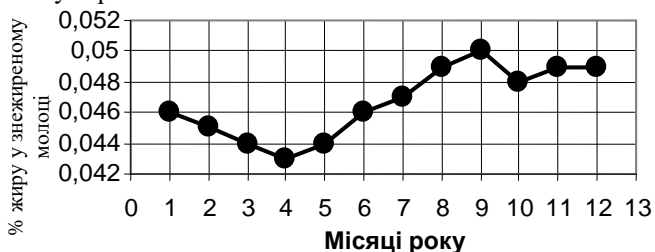


Рис. 2. Якість знежирення молока в різні періоди року

Ці сезонні коливання молока можна віднести за рахунок вливу періоду лактації корів. Кількість дрібних жирових кульок, які попадають в знежирене молоко, збільшується в кінці лактаційного періоду. Однак існують і інші свідчення про якість знежиреного молока, одержаного від одних і тих же корів в різні періоди року. Так за даними німецької фірми «Westfalia» якість сепарування молока в літку в 1,5–2 рази вища, ніж зимою. Пояснюється це тим, що в період випасу худоби на літніх пасовищах спостерігається найбільша кількість великих жирових шариків в молоці.

За географічними зонами якість знежирення може відхилитися від середньої величини на 20–50%, що пояснюється зміною таких фізичних, фізично–хімічних властивостей молока, як питома вага, в'язкість і кислотність в залежності від сезонних, географічних, кліматичних умов утримання корів.

Висновки. Із викладеного витікає що за вибору режиму сепарування всі допоміжні фактори необхідно враховувати. Шляхом зміни продуктивності сепаратора, температури сепарування можна досягти оптимально високої якості сепарування.

Література

1. Голячук С.Є. Дідух В.Ф. Карпюк В.М. За редакцією Карпюк В.М. Основи технології переробки тваринницької продукції: Навчальний посібник. – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2009.
2. Машкін М.І. Молоко і молочні продукти – К.: Уражай, 1996.
3. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ Л.Л. Загальна технологія харчових виробництв. – К., 2005

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.

УДК 631.333

© А.С. Кобець, к.т.н., Н.О. Нагієва
Дніпропетровський державний аграрний університет

ПОКРАЩЕННЯ ЯКІСНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІДЦЕНТРОВИХ РОЗКИДАЧІВ

Приведено обґрунтування конструкції робочого органу для розсіювання мінеральних гранульованих добрив.

МІНЕРАЛЬНІ ДОБРИВА, РОЗКИДАЧ ВІДЦЕНТРОВОГО ТИПУ, ЕТАЛОННИЙ ЗРАЗОК, ВОСЬМИПЕЛЮСТКОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН.

Постановка проблеми. Підвищення родючості ґрунтів та врожайності сільськогосподарських культур не можливе без внесення в ґрунт значних доз різних добрив: мінеральних, органічних, орґано–мінеральних і інших. З точки зору конструювання машин і їх робочих органів значення має вид добрив і здатність його до розсіювання [1].

За технологією внесення розрізняють наступні види добрив [2]:

- тверді мінеральні (порошкоподібні та гранульовані);
- тверді пиловидні мінеральні (фосфоритна мука, вапняні добрива, шлаки та ін.);
- тверді пасивно–сипучі (гній, компости, орґано–мінеральні суміші);
- рідкі, у вигляді розчинів (рідкий аміак, аміакати, водний аміак);
- суспензії (напіврідкий гній).

Ефективність добрив зростає з підвищенням рівня попереднього удобрення ґрунту. Чим вищий цей рівень на початковій ротації, тим менше потрібно добрив для отримання максимальної продуктивності сівозміни в наступній ротації. Існує границя насичення ґранту добривами, після якої наступне застосування азоту, фосфору, калію (NPK) не призводить до росту продуктивності сівозміни [5].

Аналіз досліджень і публікацій. Основними агротехнічними вимогами [2,3,4] до машин для внесення добрив є витриманість заданої норми, агротехнічних строків і рівномірність розподілення по площі поля. Нерівномірність розташування за поверхневого

внесенні добрив по всій площі поля не повинна перевищувати 25% для кузовних машин та 15% – для тукових сівалок.

Технологічні схеми сучасних вітчизняних машин для внесення мінеральних добрив принципово однакові.

Переважну більшість технічних засобів для внесення мінеральних добрив становлять машини для основного удобрення ґрунту, частина яких може використовуватись і на підживленні сільськогосподарських культур [6]. В усіх країнах основними машинами є тракторні, які за способом переміщення виданим дозатором із бункера добрив до ґрунту, класифікують:

- тукові (ящикові) сівалки;
- розкидачі;
- штангові сівалки.

Тукові сівалки забезпечують високу рівномірність внесення добрив. Однак вони мають низку суттєвих недоліків, що зумовлюють поступове витіснення їх розкидачами. В першу чергу – це високі питомі металоємкість і вартість на одиницю продуктивності та низька продуктивність, а також незручність механізованого завантаження добрив у їхні вузькі ящики та недостатня надійність робочого процесу за низької якості добрив (високої вологості добрив, наявності їх грудок тощо). Характерною відмінністю розкидачів від тукових сівалок є те, що в них, крім бункера і дозатора є кидальний апарат [6].

Враховуючи, що з загального збільшення врожаю до 50% його обсягу забезпечується добривами, а кожен кілограм їх при правильному співвідношенні компонентів дає близько 10 кг зерна, стає необхідним раціональне використання наявних постачань добрив для підвищення продуктивності полів. У зв'язку з сформованою економічною ситуацією в країні, застосування дорогих мінеральних добрив є нерентабельним і за останні роки їх внесення знизилося в 3...4 рази. Це пояснюється тим, що за рахунок їх неправильного розташування в ґрунті вони не повністю засвоюються рослинами і матеріальні витрати найчастіше перевищують отриманий ефект від збільшення врожаю [7].

Відцентрові розкидачі мінеральних добрив дають нерівномірне розташування по ширині. Якість розсіювання по ширині захвату дещо гірше, чим по ходу руху агрегата, що пояснюється конструктивними недоліками відцентрових дисків, принцип роботи яких оснований на метанні частинок добрив. У центрі, під диском, добрив вноситься менше, а по краям – більше. З метою усунення цього

недоліку розроблено еліпсний диск для відцентрових розкидачів гранульованих добрив.

Однією з причин невисокої якості розташування мінеральних добрив по поверхні поля відцентровими дисками є дроблення гранул в процесі їх розкидання. Подрібнені гранули осідають безпосередньо близько від розкидаючого робочого органу, що приводить до гостроверхості епюри розташування добрив по ширині захвату розкидача та зменшенню його продуктивності [8].

Мета досліджень. Дослідити та покращити вплив конструкцій роторних робочих органів на якісні показники роботи розкидачів мінеральних добрив.

Результати досліджень. Існуючі конструкції роторних робочих органів розкидачів мінеральних добрив мають високий показник нерівномірності внесення добрив, який оцінюється коефіцієнтом варіації. З метою покращення якісних показників відцентрових розкидачів, нами було виготовлено два дослідних зразки роторних робочих органів діаметром 600 мм [9] і один еталонний.

Дослідження по проведенню впливу різних конструкцій робочих органів відцентрового типу на якість внесення мінеральних добрив проводились в ТОВ «Чемпіон» Павлоградського району Дніпропетровської області.

На рис. 1 запропоновано робочий орган для розсіювання мінеральних добрив з лопатями, які звернені вгору. В табл. 1 наведено параметри диска відцентрового типу з пелюстковими лопатями.

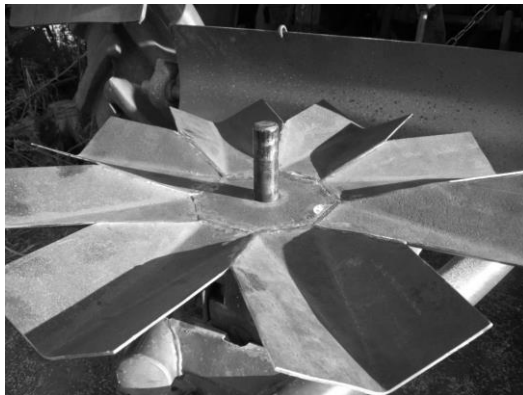


Рис.1. Відцентровий робочий орган з восьмипелюстковими лопатями

Таблиця 1. Параметри диска відцентрового типу, прийняті при проведенні експериментальних досліджень

Параметр	Величина	
	Восьмипелюстковий (пологий)	Восьмипелюстковий (гострий)
Кут нахилу пелюстків диску відносно горизонтальної поверхні	12°, 13°, 14°, 15°	10°, 11°, 12°, 13°
Кут між пелюстками, один відносно одного	160°, 150°, 154°, 142°	136°, 146°, 156°, 162°

На рис. 2 запропоновано робочий орган для розсіювання мінеральних добрив відцентрового типу типовий.



Рис. 2. Горизонтальний роторний робочий орган еталонний

Дослідження впливу різних експериментальних конструкцій роторних робочих органів на рівномірність внесення мінеральних добрив за шириною захвату агрегата проводились на дослідному відцентровому робочому органу у складі розкидача польського виробництва JAR–MET 500, який навішувався на трактор МТЗ–80.1, згідно методики [10] в шестикратній повторюваності. Агрегат рухається по полю на 6 передачі зі швидкістю 10,6 км/год. Висота робочого органу відносно поверхні поля становила 700 мм [9]. По полю, перпендикулярно напрямку руху агрегату з інтервалом 0,5 м встановлено ряд протиннів розміром 0,5×0,5×0,05 м (рис. 3). Останні занурювались у ґрунт таким чином, щоб їхня бокова частина була на одному рівні з поверхнею поля (рис. 4). Залишено було вільне місце

для коліс трактора. Потім бункер дослідної установки було заповнено мінеральними добривами, встановлювалась задана норма висіву, висота розташування робочого органу над поверхнею поля та поступальна швидкість руху агрегату і кутова швидкість робочого органу. Підготовлений до роботи агрегат проїжджав в робочому положенні перпендикулярно ряду розташованих по полю противнів, які збирають добрива, що летіли з робочого органу. Після кожної повторюваності досліду мінеральні добрива, які потрапили в противні, збирали, звішували та записували вагові значення і обробляли методом варіаційної статистики [11].

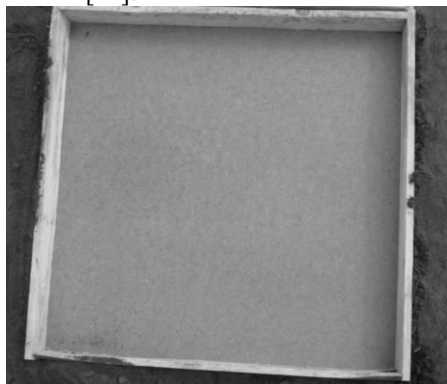


Рис. 3. Противень

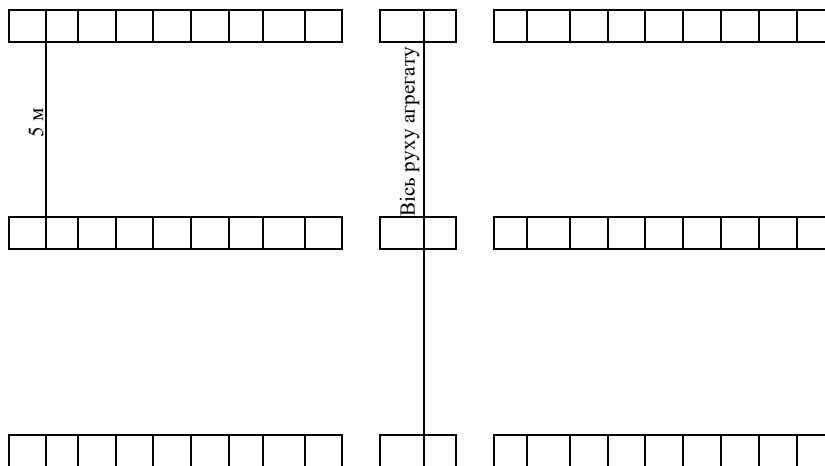


Рис. 4. Схема розташування противнів під час проведення експерименту

Ширина захвату агрегату визначається за кількістю мінеральних добрив у противнях. Центр покриття знаходився по обидва боки від осі розкидача по противням. Вага добрив складала 50% від середньої ваги. Відстань між противнями двох сусідніх проходів і була шириною захвату агрегату.

Таблиця 2. Результати дослідження різних конструкцій експериментальних робочих органів

Показники	Зразки робочих органів		
	Восьмипелюстковий (пологий)	Восьмипелюстковий (гострий)	Еталонний
Суперфосфат порошкоподібний			
Коефіцієнт варіації, %	27	28,8	60
Похибка досліду, %	3,5	4,3	4,3
Робоча ширина захвату, м	2,8	2,8	3,0
Карбомід			
Коефіцієнт варіації, %	17	17,8	55
Похибка досліду, %	4,0	4,5	4,0
Робоча ширина захвату, м	5	5	5

Експериментальні дані, які виведені в таблицю 2, показують, що по рівномірності внесення мінеральних добрив кращі результати досягаються, з використанням восьмипелюсткових (пологого та гострого) робочого органу. Порівняно з еталонним робочим органом коефіцієнт варіації знижується на 55%. Робоча ширина захвату в першому випадку (табл.2), як в еталонному, так і в експериментальних зразках, не досягає конструктивної в зв'язку з недостатньою якістю суперфосфату. Згідно дослідів, які проведені в Німеччині, найбільша рівномірність внесення гранульованих мінеральних добрив буде досягатись всіма типами розкидачів при середніх розмірах гранул добрив від 2,8 до 3,2 мм [12].

Найкращі результати досягаються при внесенні карбаміду – коефіцієнт варіації у першому дослідному зразку (восьмипелюстковий (пологий)робочий орган) по ширині розкидання зменшується до 17%, порівняно з еталонним має переваги на 69,1%, а другий зразок (гострий) – на 67,6%.

Висновки

1. Запропонована конструкція восьмипелюсткового робочого органу (полого), дозволить зменшити нерівномірність внесення

мінеральних добрив по ширині розкидання в 3 рази, порівняно з сталонним зразком.

2. Подальший напрямок роботи вбачається в аналітичному обґрунтуванні геометрії поверхні диска, визначенні кута нахилу лопатей та обґрунтуванні їх кутів відносно горизонту.

Література

1. А.Б. Лурье, А.А. Громбчевский. Расчет и конструирование сельско-хозяйственных машин. - М.: Машиностроение, 1977. – 528 с.

2. М.Г. Догановский, Е.В. Козловский. Машины для внесения удобрений. - М.: Машиностроение, 1972. - 272 с.

3. Индустриальная технология применения минеральных удобрений / Сост. М.Н. Марченко. – М.: Россельхозиздат, 1987. – 239 с.

4. К.С. Орманджи. Контроль качества полевых работ. – М.: Россельхозиздат, 1991. – 191 с.: ил.

5. Минеев В.Г. Задачи агрохимии в свете решений майского (1982г) Пленума ЦК КПСС. – Вестник с.-х. науки. – 1982. - №9. - с.24.

6. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Коваля. – К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.

7. Муштай В.С. Удосконалення технологічного процесу локального внесення мінеральних добрив і обґрунтування конструктивних параметрів робочого органу для їх розподілу: Автореферат дис. канд. наук: 05.05.11. – 2006.

8. Л.И. Игнатенко др. Исследование дробления гранулированных минеральных удобрений центробежными метателями. – 1980. - С. 24.

9. В.А. Михайленко. Теоретическое обоснование диаметра роторного рабочего органа разбрасывателя минеральных удобрений. В сб.: Комплексная механизация и электрификация с.-х. производства // Труды Днепропетровского СХИ. - Т. XXXIII. - 1976.

10. Програма і методика досліджень «Розробка технічних засобів для рослинництва». – Дніпропетровськ, 2011. – 5 с.

11. ГОСТ 28714–2007. Машины для внесения твердых минеральных удобрений. Методы испытаний.

12. Dungerstreuer: Die Ausbringgenauigkeit muss stimmen // Agrartechn. internat., – 1979. – Bd. 58, N. 8. – S. 40–41.

Рецензент д.т.н., проф. Ю.О. Чурсінов

УДК 631.356.2

© А.С. Кобець, к.т.н.; М.М. Науменко, к.т.н.; С.П. Сокол
Дніпропетровський державний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВІБРАЦІЇ КОПАЧА ТИПУ «СКОБА» ПРИ ВИКОПУВАННІ КОРЕНЕПЛОДІВ

Надано результати теоретичних досліджень щодо визначення опору копача за його вібрації. Проаналізовано вплив вібрації на процес викопування коренеплодів.

КОРЕНЕПЛОД, ГРУНТ, ВИКОПУВАННЯ, ВІБРАЦІЯ, ОПІР.

Постановка проблем і аналіз останніх досліджень. Відповідно до агротехнічних вимог та у зв'язку з різноманітністю задач при викопуванні коренеплодів сьогодні використовують різноманітні конструкції копачів, що призначені для порушення в'язей коренеплодів з ґрунтом під час викопування. Їх можна об'єднати в три основних типи: лемішні, вилкові, дискові. Однією з вимог до роботи копачів будь-якої конструкції є зменшення кількості ґрунту, що попадає разом з коренеплодами на сепарувальні робочі органи.

Під час збирання врожаю на рівні з якісними результатами роботи актуальним питанням залишається зниження енерговитрат. Тому розробка нових конструкцій викопуючих робочих органів з наданням їм вібрації є актуальним питанням у розробників машин для викопування коренеплодів.

Теоретичний аналіз процесу вібраційного викопування коренеплодів був проведений та обґрунтований у роботі [1]. Подальші наукові дослідження використання вібрації при викопуванні проводилися для вищезгаданих копачів в роботах [2–4]. Однак універсальної теорії, яку можна було б використати для проектування конкретного робочого органа, не існує.

Вважаємо, що дослідження повинні вестись у напрямку розробки такого копача, який розпушував би ґрунт навколо коренеплоду ще в моноліті, до його винесення на денну поверхню з мінімальними енерговитратами та можливістю його використання для викопування різних за розмірними характеристиками коренеплодів. Для цього на кафедрі сільськогосподарських машин Дніпропетровського ДАУ був спроектований та виготовлений експериментальний зразок викопувального робочого органа типу «скоба» [5], який можна використовувати на викопуванні коренеплодів цукрового буряку, моркви, пастернаку, цикорію (рис. 1).

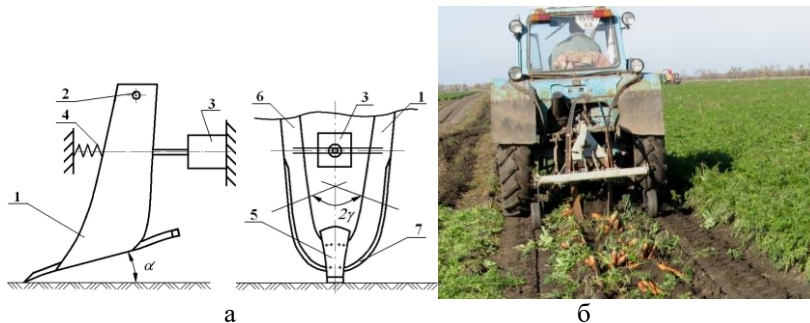


Рис. 1. Копач коренеплодів типу «скоба»: а – схема копача; б – робота під час викопування моркви; 1, 6 – бокові ножі скоби; 2 – шарнірне з'єднання з рамою; 3 – збуджувач коливань; 4 – пружний елемент; 5 – леміш скоби

Сутність його роботи полягає в інтенсивному обтисненні коренеплодів шаром ґрунту ще в моноліті, до їх підймання на денну поверхню для наступної сепарації. Шар ґрунту в даному разі виконує функцію демфера, через який буде «м'яко» передаватися тиск від стінок робочого органа для запобігання травмуванню коренеплодів.

Метою нашої роботи стало підтвердження прийнятої гіпотези та дослідження процесу викопування коренеплодів новим робочим органом типу «скоба» з наданням йому вібрації для зменшення тягового опору.

Результати дослідження. В наведеній схемі (рис. 2) взаємодії скоби з ґрунтом при вібрації передбачено, що вібрація з незначною амплітудою і високою частотою здійснюється в напрямку, перпендикулярному (або близькому до нього) до поверхні робочого клина скоби. Схемою передбачено, що ґрунт протягом одного періоду коливань, розганяється в напрямку вібрації поштовхом скоби протягом деякого часу t_p , потім, рухаючись по інерції, гальмується силами опору і власною вагою протягом часу t_l .

Період коливань клина запропоновано призначити як суму часу розбігу і часу гальмування, тобто

$$T = t_p + t_l.$$

Як показали розрахунки співвідношення t_p до: t_l завжди складає одну й ту саму величину

$$\frac{t_p}{t_l} = 0,0515.$$

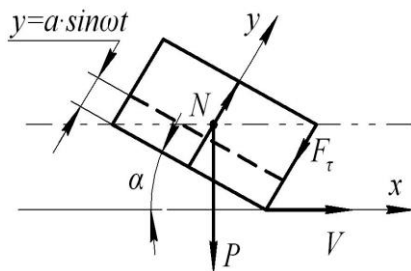


Рис. 2. Схема взаємодії ґрунту з вібруючим клином

За час розбігу t_p клин розганяє ґрунт до швидкості

$$V_p = a\omega \cdot \cos \omega t_p + V \sin \alpha,$$

де ω – циклічна частота; a – амплітуда коливань.

І в даному випадку за теоремою про зміну кількості руху

$$mV_p = (N_p - F_\tau - P \cos \alpha) t_p,$$

де N_p – середнє значення сили N , яка діє на ґрунт протягом часу t_p ;

F_τ – сила сколювання на лінії зсуву ґрунту; P – вага об'єму ґрунту на клині.

Тоді середнє значення N_p обчислимо як

$$N_p = \frac{mV_p}{t_p} + F_\tau + P \cos \alpha. \quad (1)$$

Враховуючи те, що ґрунт у разі взаємодії з клином проковзує по його поверхні, силу тертя будемо визначимо як

$$F_\delta = f \cdot N_\delta = f \left(F_\tau + P \cos \alpha + \frac{mV_p}{t_p} \right),$$

де f – коефіцієнт тертя між матеріалом лемеша скоби і ґрунтом.

Така сила діє на клин протягом часу t_p . Розподіляючи цю силу N_p на весь період коливань T , прийдемо до розрахункового її значення

$$F_{TD} = f \frac{t_p}{T} \left(F_\tau + P \cos \alpha + \frac{mV_p}{t_p} \right). \quad (2)$$

З останнього виразу видно, що сила F_{TD} за весь період коливань T дає такий самий імпульс, як і сила F_δ за час t_p , тобто можна вважати, що при вібрації клина коефіцієнт тертя зменшується в

T/t_p разів. Сумарна сила опору за горизонтального переміщення вібруючої скоби складатиме

$$R_{\text{Г}} = N \sin \alpha + F_{\text{ГД}} \cos \alpha, \quad (3)$$

де $N = \frac{t_p}{T} N_p$.

Розрахункова формула опору для клина

$$R = F_{\text{ГД}} \cos \alpha + N \sin \alpha,$$

$$F_{\text{ГД}} = f \frac{t_p}{T} N.$$

Враховуючи в формулі (3) вирази (1) і (2), для розрахунку сили опору можна отримати

$$R = \frac{t_p}{T} (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \left[F_{\tau} + P \cos \alpha + \frac{m}{t_p} (a\omega + V \sin \alpha) \right]. \quad (4)$$

Висновок щодо зменшення опору переміщення такої скоби порівняно з пасивною можна зробити порівнюючи результати розрахунків проведених за останньою формулою і за аналогічною для такої самої скоби за відсутності вібрації. Відзначимо, що розрахунковий опір за формулою (3) передбачає дещо ідеалізовану розрахункову схему, де масив ґрунту розглядається як суцільно одне тіло. Реальність полягає в тому, що не все тіло взаємодіє під час удару з клином.

Під час розрахунку опору R у формулі (4) необхідно врахувати короткочасність взаємодії клина з ґрунтом. Для наведеного прикладу час взаємодії становить лише 0,0003836 с. За цей час тільки частина ґрунту на клині вступить з ним у взаємодію. Тому необхідно врахувати швидкість поширення в ґрунті пружно-пластичних деформацій. Приймаючи швидкість поширення деформації $V_{\dot{a}} = 14$ м/с і вважаючи цю швидкість сталою для розрахункової маси ґрунту, що взаємодіє з клином отримаємо $m_p = \frac{\gamma}{g} b \cdot l V_{\dot{a}} \cdot t_p$. Очевидно, що і зсув по лінії сколювання буде відбуватися зі швидкістю $V_{\dot{a}}$, тому для F_{τ} матимемо $F_{\tau} = k \cdot b V_{\dot{a}} \cdot t_p$. Тоді для R отримаємо:

$$R = \frac{t_p}{T} (f \cos \alpha + \sin \alpha) \left[k \cdot b V_{\dot{a}} \cdot t_p + P \cos \alpha + \frac{\gamma}{g} b \cdot l V_{\dot{a}} (a\omega + V \sin \alpha) \right].$$

Враховуючи, що масив ґрунту на клині знаходиться в об'ємі, замкненому з боків стояками скоби, а спереду і позаду – ґрунтом, який

з клином безпосередньо не взаємодіє, висновки які отримані на основі гіпотези твердого тіла, можна поширити на випадок однорідного вологого піщаного ґрунту або пластичного глинистого. Реальний ґрунт частіше являє собою неоднорідне середовище, яке формувалося погодно-кліматичними умовами, верхній шар якого змінювався ущільнюючись в процесі зростання в ньому коренеплідів. Незавжди передбачати, що під дією вібраційних поштовхів від клина нижня частина масиву ґрунту буде ущільнюватись, а решта розкришуватись. В'язі між окремими агрегатними частинами середовища будуть при цьому руйнуватись, агрегатні частини подрібнюватись, порожнини в масиві ґрунту заповнюватись меншими за розміром частками. Очевидно, що в даному випадку енергія яка передається поштовхом клина, буде витрачатись на зміну і форми, і структури масиву, у зв'язку з чим він не «злетить» так високо, як еквівалентне тверде тіло. Викладені міркування дають підставу рекомендувати при виборі параметрів коливання скоби за виконаними теоретичними дослідженнями приймати такі значення, за яких реалізується максимальна початкова швидкість руху масиву ґрунту, відокремленого від лемеша скоби [6].

Розглянемо, як впливає в такому ґрунті вібрація на викопування коренеплоду. На початку викопування коренеплід підризується клином і з кожним поштовхом його при вібрації коренеплід, як суцільне тіло, рухатиметься в напрямку вібрації, все більше виштовхуючись з ґрунту, який розкришується. Якщо клин має достатню довжину, то коренеплід після виходу із скоби повністю звільниться від взаємодіючого з ним ґрунту.

До такого висновку можна дійти, розглядаючи рух масиву ґрунту на клині і рух коренеплоду після отриманого поштовху від клина (рис. 3). Візьмемо до уваги, що і ґрунт, і коренеплід у результаті поштовху клина матимуть швидкість

$$V_p = a \cdot \omega \cos(\omega t_p) + V \sin \alpha \quad (5)$$

Підкинутий масив ґрунту вздовж осі y_1 буде рухатися за рівнянням

$$m_a \ddot{y}_1 = -P_a \cos \alpha - F_D.$$

Інтегруючи рівняння, отримаємо, що

$$y_a = -\frac{1}{m_a} (P_a \cos \alpha + F_T) \frac{t_1^2}{2} + V_p t_1. \quad (6)$$

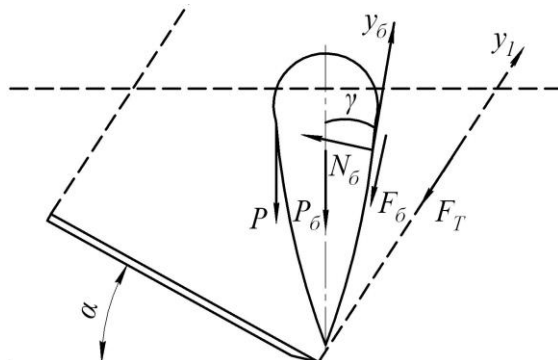


Рис. 3. Схема сил, що діють на коренеплід за умови його вібраційного викопування

Після поштовху буряк, маючи ту ж саму початкову швидкість (5) може відокремитися від масиву, який стримується силою F_0 на лінії сколювання. Диференціальне рівняння руху буряку вздовж осі y_a матиме вигляд

$$m_a \ddot{y}_a = -P_a \cos \gamma - F_a,$$

де F_a – сила тертя; її визначимо за рівнянням

$$F_a = f \cdot N_a = f \cdot P_a \sin \gamma.$$

Тоді
$$m_a \ddot{y}_a = -P_a \cos \gamma - f \cdot P_a \sin \gamma.$$

Звідки:

$$y_a = -g (\cos \gamma - f \cdot \sin \gamma) \frac{t_1^2}{2} + V_p \cos(\alpha - \gamma) t_1 \quad (7)$$

Водночас t_1 ґрунт пройде відстань y напрямку осі OY

$$\begin{aligned} y_a &= \left(-\frac{1}{m_a} (P_a \cos \alpha + F_\tau) \frac{t_1^2}{2} + V_0 t_1 \right) \cos \gamma = \\ &= \left[(a \omega \cos \omega t_p + V \sin \alpha) \cdot t_1 - \frac{1}{m} (P \cos \alpha + F_\tau) \frac{t_1^2}{2} \right] \cos \gamma. \end{aligned}$$

Таким чином, за кожним циклом виштовхування коренеплоду над поверхнею буде складати величину $\Delta = y_a - y_{a'}$, яку теж можна використовувати при визначенні параметрів скоби.

Підкреслимо, що таке викопування під час вібрації буде здійснюватися завжди, тільки-но в'язі буряка з ґрунтом будуть обірвані. Тоді за однакової початкової швидкості, яка надається

клином і буряку, і масиву ґрунту, в якому він знаходиться, буряк пройде більшу відстань, ніж ґрунт, який інтенсивніше гальмується силами взаємодії з нерухомим ґрунтом на поверхні сколювання.

Висновки

1. Під час вібрації клина зменшується сила тертя ковзання ґрунту по клину.

2. Поверхнева нормальна сила N при вібрації клина вздовж нормалі або в близькому до неї напрямку не залежить від швидкості горизонтального переміщення, а це означає, що опір переміщення для такого клина може бути суттєво меншим порівняно з опором клина, що рухається рівномірно.

3. Направлену вібрацію скоби можна використовувати для викопування коренеплоду.

Література

1. Василенко П.М. Вибрационный способ уборки корнеплодов / П.М. Василенко, Л.В. Погорельный, В.В. Брей // Механизация и электрификация социалистического с. х.– 1970. – № 2. – С. 9–13.

2. Брей. В.В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы: автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук / В.В. Брей. – К., 1972. – 32 с.

3. Закалов І.О. Розробка конструкції і обґрунтування параметрів коливних викопуючих органів лемішного типу бурякозбиральних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / І.О. Закалов. – Тернопіль, 2001. – 20 с.

4. Булгаков В.М. Теорія вібраційного викопування коренеплодів / В.М. Булгаков, І.В. Головач, Д.Г. Войтюк // Механізація с.–г. виробництва: Зб. наук. праць нац. аграр. ун–ту. – 2003. – Т. XV. – С. 45–83.

5. Пат. № 56385 Україна, МПК А 01D 25/00. Викопувальний орган коренезбиральної машини / Кобець А.С., Науменко М.М., Сокол С.П., Кобець О.М., Пугач А.М.; Дніпропетровський ДАУ. – № u2010 08527; заявл. 08.07.2010; опубл. 10.01.2011, Бюл. № 1.

6. Кобець А.С. Математична модель взаємодії ґрунту з вібруючим клином та визначення кінематичних характеристик вібрації при викопуванні коренеплодів / А.С. Кобець, М.М. Науменко, С.П. Сокол // Механізація с. г. виробництва: вісник Харківського нац. техн. ун–ту с.–г. ім. П.М. Василенка. – Харків, 2010. – Вип. 93. – Том 1. – С. 143–148.

Рецензент д.т.н., проф. Ю.О. Чурсінов

УДК 631.316.022.4

© А.С. Кобець, к.т.н.; А.М. Пугач, к.т.н.
Дніпропетровський державний аграрний університет

ВПЛИВ ЕЛЕМЕНТІВ ЛОКАЛЬНОГО ЗМІЦНЕННЯ НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ СТІЛЧАСТИХ ЛАП

У роботі приведено результати польових досліджень культиваторних лап, оснащених елементами локального зміцнення. Розглядається вплив елементів зміцнення на якісні показники роботи. Одержані дані на підтвердження основних робочих гіпотез, що були прийняті під час розробки математичної моделі.

ЕЛЕМЕНТИ ЛОКАЛЬНОГО ЗМІЦНЕННЯ, ҐРУНТ, ПІДРІЗАЮЧА СПРОМОЖНІСТЬ.

Постановка проблеми. З метою збільшення ресурсу ґрунтообробних робочих органів, зокрема культиваторних лап застосовують нанесення на одну з поверхонь шару зносостійкого матеріалу. За рахунок різної інтенсивності спрацювання поверхонь певний час спостерігається режим самогострення леза. Однак, процес нормального самогострення відбувається тільки в невеликому інтервалі зміни параметрів. За збільшення тиску на передню грань, спостерігається переагострення з відломленням оголених твердих ділянок, а при зменшенні – затуплення ріжучої кромки.

Відомо, що наявність на лезі зубців різко покращує процес різання. Але нанесення таких зубців на профіль леза не буде ефективним, так як внаслідок абразивного спрацювання вони будуть стерті. Враховуючи характер процесу взаємодії робочого органу з ґрунтом, єдиний реальний шлях – забезпечити формування зубців направленим спрацюванням профілю леза.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Поверхневий обробіток ґрунту повинен забезпечувати високу якість поверхні обробленого поля, яка відповідає умовам вегетації рослин. Однак на існуючих культиваторних робочих органах, якими виконуються ці операції, накопичуються корені, рослинні рештки та ґрунт, що підтверджено як практикою, так і науковими дослідженнями [1-3].

Робота культиваторних лап за вищезгаданих умов призведе до збільшення енерговитрат на виконання технологічної операції. Також зменшується кількість знищених бур'янів та погіршується стабільність руху лапи у вертикальній площині, що в свою чергу, негативно впливає на рівномірність глибини обробітку. Особливі вимоги ставляться до

робочих органів, які використовуються в технологіях з мінімальним обробітком ґрунту для вирощування як зернових, так і просапних культур. Проте все ще залишається невирішеним вплив окремих факторів на якісні показники роботи [4, 5].

Ось чому метою наших досліджень було в польових умовах перевірити правильність теоретичних обґрунтувань для максимальної адаптації конструктивних параметрів і режимів роботи.

Мета досліджень. Визначити залежності впливу елементів локального зміцнення на якісні показники роботи стрілочастих лап.

Результати дослідження. Налипання ґрунту на культиваторні лапи і зависання бур'янів призводить до погіршення якісних показників роботи. Налипання ґрунту залежить від сил адгезії, котрі виникають між металом і частками ґрунту. Адгезія залежить від нормального тиску ґрунту і вологості ґрунту.

Дослідження проводились в Дніпропетровській області в господарствах різних форм власності і господарювання. Проводився обробіток парів, міжрядний обробіток сояшника та кукурудзи [6].

Для досліджень була виготовлена дослідна партія стрілочастих лап, основні параметри яких наведено в таблиці.

Таблиця. Параметри культиваторних лап з локальним зміцненням

Параметр	Варіанти виконання			
	Стандарт	I	III	IV
Ширина захвату, мм	270	270	270	270
Кут розхилу крил, град	70	70	70	70
Кут рихлення, град	27	27	27	27
Кут встановлення елементів локального зміцнення до леза лапи, град	-	25	20	20
Крок зміцнювальних елементів по лезу, мм	-	40	40	50
Довжина елементів зміцнення, мм	-	50	50	40
Радіус носка лапи, мм	-	20	40	-

На рис. 1. наведено залежність маси ґрунту, що налипає на культиваторну лапу.

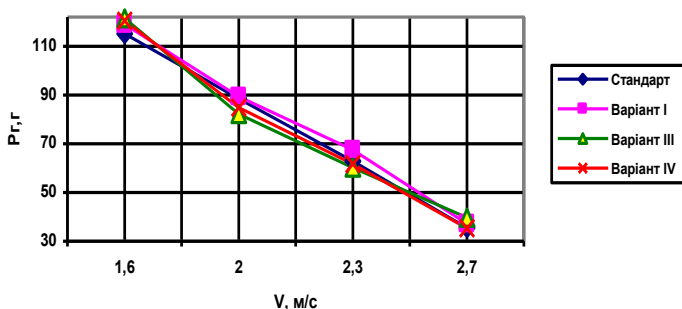


Рис. 1. Залежність маси ґрунту, що налипає на культиваторних лапах від швидкості руху під час міжрядного обробітку

З графіку видно, що із збільшенням швидкості руху маса ґрунту знижується для культиваторних лап незалежно від варіанта виконання. Зниження маси ґрунту, що налипає пояснюється збільшенням динамічного напору, який видаляє частину ґрунту. Середньоквадратичне відхилення показників для лап оснащених елементами локального зміцнення значно менше ніж для лап стандартної конструкції. Це можна пояснити тим, що в першому випадку на поверхні робочого органу утворюється тонкий шар налиплиго ґрунту, а в другому – налиплий ґрунт заміщується новим.

На рис. 2 наведено залипання ґрунтом дослідних зразків лап.



Рис. 2. Залипання ґрунтом дослідних зразків лап

На рис. 3. наведено залежності зависання рослинних решток на культиваторних лапах в залежності від швидкості руху.

Аналіз експериментальних даних вказує на те, що на лапах стандартного виконання, нависання бур'янів відбувається більш інтенсивно.

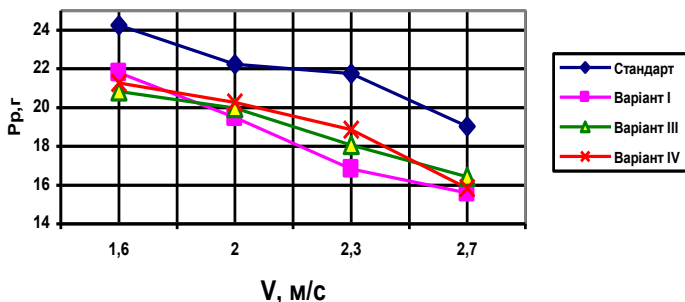


Рис. 3. Залежність маси рослинних решток від швидкості руху за суцільного обробітку

Суттєвих відмінностей у різниці маси налиплого ґрунту не спостерігається.

Кришення ґрунту є важливим агротехнічним показником. Графіки залежності кришення від швидкості руху культиватора приведені на рис. 4.

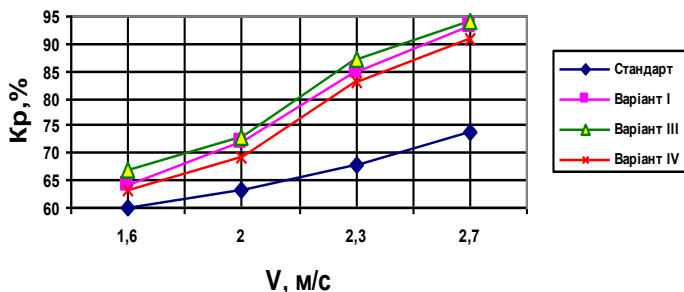


Рис. 4. Залежність кришення ґрунту від швидкості обробітку

Як видно з графіків за низьких швидкостей руху кришення ґрунту стандартною лапою і експериментальними відрізняється несуттєво. Так за швидкості руху 2 м/с різниця в кришенні ґрунту різними варіантами культиваторних лап складає 9 %. За швидкості 2,67 м/с різниця в кришенні ґрунту різними варіантами культиваторних лап складає 20 %. Стандартні лапи більш схильні до утворення глиб (рис. 5, а). Під час роботи культиваторних лап оснащених елементами локального зміцнення утворення глиб не спостерігається (рис. 5, б).

Різний ступінь кришення ґрунту можна пояснити тим, що на лапах оснащених елементами локального зміцнення потік ґрунту змінює напрямок руху по поверхні. Таким чином, модернізовані лапи сприяють більш якісному кришенню ґрунту.



а

б

Рис. 5. Фото поверхні обробленого пару: а–стандартними лапами; б – лапами оснащеними елементами локального зміцнення

На рис. 6. наведено графіки залежності підрізання бур'яну від напрацювання лапи. Робочі швидкості обрані виходячи з найбільш стабільної роботи культиватора.

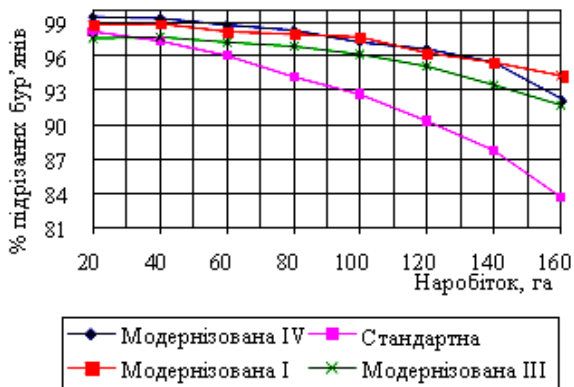


Рис. 6. Залежність відсотка підрізання бур'яну в режимі суцільного обробітку ґрунту на швидкості $V_p=8,28$ км/год

Аналіз графіків показує, що нанесення смуг підвищеної зносостійкості позитивно впливає на підрізаючу спроможність. Особливо це стосується діапазону наробітку 10...80 га, що відповідає моменту найбільш інтенсивного формування зубців. За загального наробітку > 80 га формування зубця завершується і профіль починає затуплюватися. Відповідно, падає ефективність підрізання.

Застосування складової поверхні культиваторної лапи дає позитивний ефект на малих швидкостях, які відповідають швидкостям міжрядного обробітку. Зі збільшенням швидкості до 9...10 км/год

різниця в роботі лап із складовою поверхнею і в стандартному виконанні менш помітна.

Висновки

1. Найбільш ефективно наявність смуг проявляється за загального наробітку у діапазоні 10...80 га. Пов'язане це з тим, що саме в цей час іде інтенсивне формування зубців і вони самозагострюються. В подальшому формування зубця припиняється і його лезо починає притуплятися. За загального наробітку 100...110 га бажано поновити загострювання.

2. Використання складової поверхні культиваторної лапи ефективно проявляється на швидкостях, характерних для міжрядного обробітку (3...6 км/год). На більших швидкостях ефект покращення підрізаної спроможності проявляється не так явно.

3. Порівняльні випробування на міжрядному обробітку просапних культур показали, що знищення бур'янів в середньому збільшилось на 7,01 %; на обробітку парів в середньому збільшилось на 5, 28 %.

Література

1. Падалка В.В. Обґрунтування параметрів активної культиваторної лапи для поверхневого обробітку ґрунту : автореф. дис. на здобуття. наук. ступені канд. техн. наук. – Мелітополь, 2010. – 20 с.

2. Гаврильченко А.С. Обґрунтування параметрів та розробка конструкції культиваторних лап з криволінійним лезом : автореф. дис. на здобуття. наук. ступені канд. техн. наук. – Глеваха, 2005. – 20 с.

3. Гаврильченко А.С. Проектирование универсальных культиваторных лап с учетом скорости обработки // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2005. – Вип. 29. – С. 48-54.

4. Демидко М.О., Бондарев С.І. Вплив ступеня спрацювання лез культиваторних лап на якісні показники їх роботи // Науковий вісник НАУ. –К.: НАУ, 2004. – Вип. 73. - Ч. 2. – С. 60-64.

5. Демидко М.О., Бондарев С.І. Аналіз процесу підрізання коренів бур'янів // Науковий вісник НАУ. – К.: НАУ, 2005. – Вип. 92. - Ч. 1. – С. 168-172.

6. Кобець А.С., Кобець О.М., Пугач А.М. Польові дослідження стрілочастих лап, оснащених елементами локального зміцнення // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – Дніпропетровськ, 2009. – № 2. – С. 31–35.

Рецензент д.т.н., проф. В.І. Дирда

УДК 631.354.2.

© В.П. Ковбаса, д.т.н.; О.П. Деркач, к.і.н.; В.О. Соломка, к.т.н.;
О.В. Ямков, к.т.н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

ДО ПИТАННЯ КЛАСИФІКАЦІЇ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

У статті розглянуто питання класифікації зернозбиральних комбайнів різних конструкцій та продуктивності, а також проаналізовано розподіл комбайнів за пропускнуою здатністю.

КЛАСИФІКАЦІЯ, КОМБАЙН, ПРОДУКТИВНІСТЬ, ЗЕРНО.

Постановка проблеми. Велика кількість різноманітних за конструкцією, продуктивністю, потужністю двигуна, умовами експлуатації, технологічною схемою роботи та рядом інших характерних показників зернозбиральних комбайнів різних фірм-виробників в останні роки заповонила ринок України. Для аналізу цих показників та розробки рекомендацій з ефективної експлуатації зернозбиральних комбайнів необхідно здійснити їх класифікацію.

Аналіз останніх досліджень. Питання класифікації зернозбиральних комбайнів розглядається в значній кількості літературних джерел та майже у всіх підручниках з механізації збирання зернових культур. Але постійні намагання розробників збільшити продуктивність та підвищити технічний рівень зернозбиральної техніки не дозволяє здійснювати її класифікацію за відомими принципами [1,2,3]. Це викликало необхідність у розробці нових, більш складних і розгалужених класифікаційних схем.

Відомо, що основне призначення зернозбиральних комбайнів полягає у виділенні зернової складової з загальної рослинної маси з мінімально можливими втратами зерна за мінімальних енергозатрат та забезпеченні його накопичення і завантаження у спеціалізовані транспортні засоби. Розрізняють втрати зерна просипанням на ґрунт під час зрізання (обчисуванні) та підбирання рослинної маси, а також просипанням зерна через щілини в процесі його обмолоту та сепарації робочими органами комбайна. Крім того, частина зерна втрачається з грубим ворохом (соломою) в результаті недомолоту, або неякісної сепарації. Остання складова загальних втрат зерна під час його збирання – пошкодження робочими органами комбайна.

Мета дослідження. Проаналізувати відповідність сучасних зернозбиральних комбайнів існуючим класифікаційним вимогам та

намітити шляхи удосконалення цих вимог.

Результати досліджень. Спроби механізувати процес збирання зернових культур, починаючи зі скошування хлібів і закінчуючи їх обмолотом і сепарацією зерна, відомі з середини XVII ст., але перша згадка про зернозбиральний комбайн з'явилася в літературних джерелах лише в 1828 році, коли був зареєстрований один з перших патентів на конструкцію комбайна [2,3]. Комбайн був обладнаний жаткою, яка включала різальний апарат, мотовило та транспортер, що завантажував хлібною масою молотарку. Всі робочі органи комбайна приводилися в рух від ходових коліс, а по полю його переміщували за допомогою 30-40 коней. Така принципова конструктивна схема була використана в зернозбиральних комбайнах так званого «американського» типу, які передбачають скошування в полі всієї рослинної маси зернових культур з наступним її обмолотом і сепарацією зерна в польових умовах.

З метою підвищення продуктивності та якості роботи зернозбиральних комбайнів в середині XIX сторіччя в Австралії, а потім і в Росії були випробувані зернозбиральні комбайни так званого «австралійського» типу, в яких замість жаток з різальними апаратами були встановлені обчісувальні пристрої, що дозволило пропускати через молотильні та сепарувальні робочі органи не всю рослинну масу, а лише її зернову складову (ворох).

Незалежно від типу та призначення, за способом агрегування зернозбиральні комбайни поділяють на причіпні, начіпні (монтовані), самохідні (рис. 1).



Рис. 1. Класифікація зернозбиральних комбайнів

В останні роки причіпні комбайни застосовуються мало, проте, враховуючи суттєве зростання технічного рівня тракторів, наявність ефективних систем дистанційного керування та контролю, їх випуск деякими фірмами-виробниками успішно продовжується [2]. Перспективним можна вважати розвиток монтованих конструкцій зернозбиральних комбайнів, застосування яких дозволяє підвищити ефективність використання енергетичних засобів в порівнянні з самохідними комбайнами. Однак, найбільшого розповсюдження набули самохідні зернозбиральні комбайни різних класів та типів.

За способом подачі рослинної маси в молотарку комбайни поділяють на поперечно-потокові (класична схема), аксіально-потокові (роторні) та комбіновані. На даний час найбільш широкого розповсюдження набули поперечно-потокові (барабанні) і роторні молотильно-сепарувальні пристрої (МСП).

У поперечно-потокових МСП вісь обертання молотильного барабана перпендикулярна до напрямку подачі хлібної маси. На сучасних зернозбиральних комбайнах застосовують молотильні барабани переважно бильного типу, рідше – штифтові. Підвищенню ефективності роботи молотильного барабану сприяють приймальний і відбійний бітери, хоча деякі МСП приймального бітера не мають. Іноді поперечно-потокові МСП обладнують двома барабанами, причому вони можуть бути бильними, або перший штифтовий, а другий бильний. Такі МСП застосовують на комбайнах для збирання зволжених хлібів та рису (типу “Енисей”, “Кедр”). Як правило, поперечно-потокові МСП комплектують клавішними соломотрясами і повітрорешітними очистками.

Роторні (моноблочні) МСП забезпечують обмолот хлібної маси і сепарацію зерна з грубого вороху в одному робочому органі, який включає один, а іноді два повздовжні ротори з аксіальною, або тангенціальною подачею. Характерною особливістю моноблочних роторних МСП є те, що ротор, маючи значний момент інерції, компенсує негативний вплив нерівномірності подачі хлібної маси на якість роботи молотарки. Застосування роторних МСП із тангенціальною подачею хлібної маси дає змогу відійти від традиційної компоновки комбайнів і створювати на їх основі блоково-модульні зернозбиральні комплекси на базі універсальних енергозасобів, наприклад КЗР-10 «Полесьє-Ротор» (Білорусія). На такому комплексі жатна частина із МСП змонтована на енергозасобі, а очистка і бункер зерна – на причепленому автономному візку, що спирається на свої колеса. Проведені випробування свідчать про

високу агротехнологічну і економічну ефективність такого типу збиральних машин.

Комбіновані МСП з роздільним розміщенням агрегатів розробляються, як правило, на основі класичної схеми молотарки, в якій замість клавійного соломотряса встановлені роторні соломовідокремлювачі двох типів. Перший з них – поперечно-потоківий з вісьмома роторами („Командор 228” фірми „CLAAS”), або з одним ротором („TE-78” фірми „New Holland”), а другий – з аксіально-потоківим одним, або двома роторами („Lexion 600” фірми „CLAAS”). В таких МСП зазор між білами і кожухом та частота обертання ротора регульовані. Зернова маса, рухаючись гвинтовою поверхнею, проходить в молотильному зазорі шлях, більший, ніж у бильному чи штифтовому МСП. Завдяки цьому, забезпечується ефективний вимолот зерна при зазорах в 3-4 рази більших, ніж в барабаних пристроях. Крім цього, травмування зерна зменшується в 2-3 рази. Якість обмолоту висока не тільки для колосових культур, а також і для бобових, кукурудзи, соняшнику, круп’яних і інших культур.

Самохідні комбайни розрізняють також за компоновальними схемами розміщення основних агрегатів і за рядом інших ознак, але найбільш вагомим показником, що характеризує зернозбиральні комбайни, незалежно від їх конструкції та способу агрегування, є їх продуктивність та пропускна здатність. Ці поняття характеризують ефективність роботи комбайнів, але фізична суть дещо різна.

Продуктивність за годину основного часу роботи зернозбирального комбайна прийнято визначати в га/год за залежністю

$$W = 0,1B \cdot V_i, \text{ га/год}, \quad (1)$$

де B - ширина захвата жатки, м; V_i - швидкість комбайна, км/год., яка залежить від стану посівів, рельєфу поля та ряду інших факторів.

Змінну продуктивність комбайна визначають за залежністю

$$W_3 = 0,1B \cdot V_i \cdot T \cdot \tau, \text{ га /зм}. \quad (2)$$

де T - тривалість зміни, год; τ - коефіцієнт використання часу зміни, $\tau = 0,6 - 0,8$.

Як видно з виразу (1), підвищити продуктивність зернозбирального комбайна за годину основного часу роботи можна шляхом збільшення ширини захвату жатки B , що технічно можливо, але не завжди доцільно, враховуючи рельєф поверхні поля, схильність більшості зернових культур до полягання та високої забур’яненості посівів, що зустрічається досить часто.

Робоча швидкість комбайна – також один із резервів

підвищення його продуктивності. Сучасні комбайни можуть забезпечити робочу швидкість до 10 км/год. і більше. Однак на великих швидкостях збільшуються втрати зерна за жаткою і підбирачем, зменшується наробіток комбайна до відказу, порушується режим роботи соломовідокремлювача і очистки, ускладнюється керування робочим процесом і підвищується втомлюваність комбайнера. Крім того, збільшення робочої швидкості комбайна вимагає додаткового підвищення потужності двигуна.

Продуктивність роботи комбайна можна підвищити і шляхом збільшення тривалості роботи протягом доби, що реально здійснити завдяки удосконаленню його конструкції: застосування ефективного освітлення, підвищення комфортності кабіни, використання системи контролю технологічного процесу тощо. Змінна продуктивність, як це видно з виразу (2), суттєво залежить від коефіцієнта використання часу зміни, який пов'язаний з експлуатаційними і організаційними простоями і визначається рівнем технічного стану комбайна та рівнем організації збиральних робіт.

Під час визначення продуктивності зернозбирального комбайна за виразами (1) і (2) не враховується урожайність культури, яка підлягає збиранню, не відображається якість роботи комбайна, що обмежує застосування цього показника на практиці.

Урожайність зерна Q_3 , прийнято виражати в центнерах з гектара (ц/га), в цьому випадку продуктивність комбайна по зерну за годину основного часу буде складати

$$W = 0,1B \cdot V_i \cdot Q_3, \text{ ц/год} \quad (3)$$

Якщо продуктивність виразити в кілограмах за секунду (кг/с), то отримаємо пропускну здатність молотарки комбайна по зерну. Цей показник більш об'єктивно відображає якість роботи комбайна, але в більшості випадків пропускну здатність зернозбирального комбайна визначають по всій масі, що проходить через молотарку.

Під пропускну здатністю q зернозбирального комбайна розуміють кількість хлібної маси, що проходить через його молотарку в одиницю часу при співвідношенні зерна до соломи по масі 1:1,5, а втрати зерна за молотаркою не перевищують 1,5%, подрібнення зерна $\delta_3 \leq 2\%$ і чистота бункерного вороху не менше 97%. За еталон приймають збирання прямостоячої пшениці продовольчого і фуражного призначення з вологістю зерна 15-18%, маса 1000 зернин якої становить 40 г, довжина зрізаних стебел 70-90 см, засміченість – не більше 5% [3].

Подачу хлібної маси в молотарку визначають за залежністю

$$q_1 = B \cdot V_i \cdot Q, \text{ кг/с}, \quad (4)$$

де Q - врожайність зерна і соломи, кг/м^2 ,

$$Q = Q_3 (1 + \beta), \quad (5)$$

де Q_3 - урожайність зерна, кг/м^2 ; β - доля соломи за масою у відношенні до урожайності зерна.

Одним із основних шляхів підвищення продуктивності комбайна є підвищення пропускної здатності його молотарки при мінімальних втратах зерна. Допустимі втрати зерна за молотаркою при нормальних умовах збирання за агровимогами не повинні перевищувати 1,5%, з них 80% припадає на соломовідокремлювач і 20% – на очистку. Проведені дослідження свідчать, що втрати зерна за молотаркою зменшуються, якщо підвищувати сепарувальну здатність підбарабання, соломотряса, очистки, а також збільшувати їх геометричні розміри.

Відповідно до пропускної здатності зернозбиральні комбайна можна розділити на чотири класи [3]:

I клас – 3-4 кг/с ; II – 5-6 кг/с ; III – 8-9 кг/с ; IV – 10-12 кг/с .

Деякі автори [1,3] пропонують поділяти зернозбиральні комбайни за пропускною здатністю на 11 класів. Вони вважають, що клас комбайна залежить від його основних параметрів, за величиною і співвідношенням яких розраховують пропускну здатність молотарки. Показник класу комбайна, або його індекс, пропонують визначати за формулою:

$$\text{Index} = 0,5347 \cdot \frac{N}{S_e} + 0,1301 \cdot B \cdot S_c + 3,7101 \cdot S_o \cdot \frac{12,8566}{S_c \cdot V} + 0,288 \cdot S_c \cdot V + 5,1577 \cdot S_e, \quad (6)$$

де N - потужність двигуна комбайна, кВт ; S_e - ефективна площа сепарації, м^2 ; B - ширина молотарки, м ; S_c - площа соломотряса, м^2 ; S_o - площа решіт очистки, м^2 ; V - місткість зернового бункера, м^3 .

Відповідність «індексу» комбайна його класу наведено в таблиці.

Таблиця. Відповідність «індексу» комбайна його класу

Індекс	<38	39..46	47..51	52..57	58..67	68..76	77..96	97..110	111..120	121..130	>130
Клас	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

На нашу думку, такий спосіб не можна вважати коректним для класифікації зернозбиральних комбайнів за пропускною здатністю через ряд причин. По перше, більшість факторів, що визначають так званий «індекс» комбайна, безпосередньо не впливають на його

пропускну здатність. Це, в першу чергу, потужність двигуна N , ширина молотарки B та ємкість зернового бункера комбайна V . Ці показники швидше є похідними від пропускну здатності комбайна, а не навпаки.

Подруге, ні один з показників, що входить до виразу (6), не відображає конструктивні особливості як молотарки, так і очистки зернового комбайна, а сучасні конструкції цих вузлів дозволяють не лише підвищити пропускну здатність комбайнів, а і суттєво знизити при цьому потужність їх приводу при забезпеченні високої якості роботи. Крім того, в зернозбиральних комбайнів роторного типу ширина молотарки практично не впливає на пропускну здатність комбайна.

Потрете, об'єм зернового бункера визначається культурою, що підлягає збиранню, її урожайністю та організацією технологічного процесу, а також залежить від конструктивних особливостей комбайна, тому цей показник аж ніяк не може характеризувати пропускну здатність комбайна.

І останнє. З виразу (6) не зрозуміло, в яких одиницях автори визначають «індекс» комбайна, оскільки його складові представлені в різних одиницях вимірювань.

Висновки. В останні роки, як в нашій країні, так і за кордоном намітилася тенденція до збільшення пропускну здатності зернозбиральних комбайнів за рахунок конструктивних змін робочих органів шляхом збільшення їх геометричних розмірів. Це, в основному, характерно для комбайнів класичної схеми, що призводить до невиправданого збільшення їх маси і, як наслідок, зростання потужності комбайна.

Розподіл зернозбиральних комбайнів за пропускну здатністю на 11 класів згідно індексу (див. вираз 6) не відображає реального стану справ, так як більшість показників, за якими визначають «індекс» комбайна, насправді не впливають на його пропускну здатність, а, навпаки, від неї залежать. Крім того, ці показники не враховують урожайність складових зернової маси, стан посівів, спосіб збирання та ін.

Оцінка зернозбиральних комбайнів за індексом свідчить про те, що розвиток комбайнів за рахунок кількісних змін їх параметрів досяг своєї межі і подальший розвиток можливий за рахунок лише якісних змін, що повинні ґрунтуватися на більш глибоких дослідженнях процесів обмолоту та сепарації. При цьому, критерій оцінки класу комбайна за його індексом є стримуючим фактором, оскільки комбайн з гіршими показниками роботи може бути віднесений до вищого класу за рахунок, наприклад, збільшення об'єму

зернового бункера, а критерій пропускної здатності ні в якій мірі не може стримувати розвиток конструкцій комбайнів. Крім того, такий критерій дозволяє аналізувати існуючі комбайни в межах класу за величиною енергоспоживання, металомісткістю і т. д.

Пропускна здатність, на нашу думку, є основним критерієм класифікації зернозбиральних комбайнів, оскільки він є найбільш об'єктивним, універсальним і обґрунтованим з точки зору визначення ефективності роботи. Під час розрахунку пропускної здатності слід враховувати, що будь-який зернозбиральний комбайн може сприйняти подачу хлібної маси більшу, ніж його оптимальна пропускна здатність, але при цьому втрати зерна за молотаркою будуть перевищувати допустимі.

У зв'язку зі сказаним вище, виникла необхідність у розробці критеріїв оцінки зернозбиральних комбайнів за пропускною здатністю, які змогли б об'єктивно відобразити усі фактори, що впливають на процес збирання, як технологічні, так і організаційні. Слід враховувати також і можливість застосування альтернативних способів збирання зернових культур (наприклад, обчісування колосків, пневмовідцентрова очистка, обмолот на стаціонарі і т.д.) та розробку на їх основі нових технологічних схем комбайнів.

Література

1. Погорілий Л.В. Напрямки розвитку конструкцій і узагальнені технологічні показники зернозбиральних комбайнів/ Л.В.Погорілий, С.М.Коваль//Науковий вісник НАУ.– К., 1998.–Вип. 9.– С. 107–117.
2. Коваль С. Напрямки розвитку і особливості конструкцій зернозбиральних комбайнів. / С. Коваль // Техніка АПК.– К.,2007.– С. 6–17.
3. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін. За ред. Войтюка Д.Г. – К.: Вища освіта, 2004.–544 с.

УДК 631.363.21

© В.П. Ковбаса, д.т.н.; О.В. Соломка
Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ ПЕРЕМІЩЕННЯ ЗЕРНИНИ ПО ПОВЕРХНІ, ЩО ВІБРУЄ

У статті проаналізовано закономірності переміщення зернини по вібруючій поверхні живильника–дозатора подрібнювача зернових матеріалів малої продуктивності.

ЗЕРНИНА, ПЕРЕМІЩЕННЯ, ВІБРУЮЧА ПОВЕРХНЯ, ПОДРІБНЮВАЧ.

Постановка проблеми. Відсутність надійних живильників зерна дробарок малої продуктивності, здатних забезпечити стабільну рівномірну подачу матеріалу до камери подрібнення, викликала необхідність у проведенні власних досліджень.

Аналіз останніх досліджень. Аналіз існуючих конструкцій живильників сипких матеріалів показав, що поставлену задачу забезпечення дозованої подачі зерна в малих об'ємах найбільш ефективно можна вирішити шляхом застосування коливних конвеєрів, в яких процес транспортування здійснюється за рахунок коливань високої частоти з малою амплітудою. Такий тип дозаторів широко застосовується в гірничорудній промисловості, а в останні роки – і в машинобудуванні, для забезпечення стабільного направленої завантаження заготовками верстатів–автоматів [1,2]. Перевага коливних конвеєрів полягає в простоті конструкції та високій надійності виконання процесу, особливо при малих подачах матеріалу.

У залежності від режимів роботи матеріал може рухатись в коливному транспортері без відриву від робочої поверхні (інерційні транспортери), або з відривом (вібраційні транспортери). Дослідження показали, що найбільш ефективним, з точки зору забезпечення стабільної подачі матеріалу, є відривний режим роботи живильників сипких матеріалів (вібраційний тип живильників) [1]. Крім того, такий режим роботи сприяє створенню псевдозрідженого шару матеріалу, що також підвищує надійність роботи живильників.

Мета дослідження. Забезпечити дозовану подачу матеріалу до камери подрібнення зернових дробарок малої продуктивності шляхом застосування живильника вібраційного типу.

Результати досліджень. Розглянемо коливання площини, що шарнірно закріплена в точці O і приводиться в коливний рух кривошипом $A\dot{1}$, причому кривошип з'єднаний з площиною

повзуном, який може переміщуватись по направляючій, паралельній поверхні OX_1 (рис. 1).

Траєкторія руху точки \dot{I} кривошипа в проєкціях на осі системи координат X_1OY_1 , що повернута навколо точки O відносно нерухомої системи координат XOY на кут α , має вигляд:

$$X_{IM} = L + r \cdot \cos(\omega t); \quad Y_{IM} = r \cdot \sin(\omega t), \quad (1)$$

де r – радіус кривошипа AM ; $\varphi = \omega t$ – кут повороту кривошипа AM ; L – відстань від центру коливання площини (точка O) до центра обертання кривошипа AM (точка A).

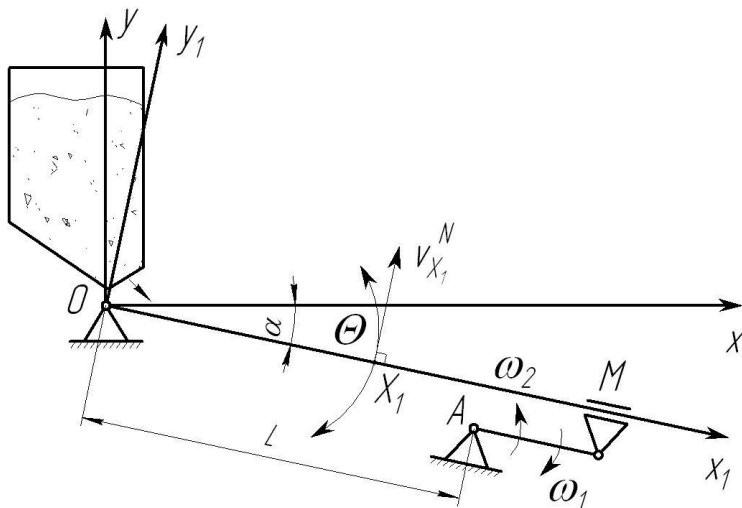


Рис. 1. Схема поверхні, що коливається навколо точки O

Проекції на осі координат системи X_1OY_1 швидкості та прискорення точки M відповідно можна визначити за виразами:

$$\begin{cases} \dot{X}_{IM} = -r \cdot \omega \cdot \sin(\omega t); \\ \dot{Y}_{IM} = r \cdot \omega \cdot \cos(\omega t) \end{cases}; \quad (2)$$

$$\begin{cases} \ddot{X}_{IM} = -r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t) \\ \ddot{Y}_{IM} = -r \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t) \end{cases}. \quad (3)$$

З точки зору забезпечення транспортування матеріалу по поверхні, що коливається, важливо знати компоненти зміщень, швидкостей та прискорень точок цієї поверхні. Для визначення вказаних компонент розглянемо їх кутові зміщення, швидкості та

прискорення повороту поверхні навколо точки O в функції повороту кривошипа AM , які виражаються наступними залежностями (рис. 1):

$$\Theta = \arctg \frac{Y_{IM}}{X_{IM}} = \arctg \frac{r \cdot \sin(\omega t)}{L + r \cdot \cos(\omega t)}; \quad (4)$$

$$\dot{\Theta} = \frac{r \cdot \omega \cdot (r + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\omega t)}; \quad (5)$$

$$\ddot{\Theta} = - \frac{L \cdot r \cdot (L^2 - r^2) \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\omega t))^2}. \quad (6)$$

Будь-яка точка на поверхні площини здійснює коливальні рухи на кут $\pm\theta$ від середнього положення по відрітку дуги, радіус якої буде дорівнювати відстані x_l від точки O до даної точки в напрямку осі OX_l . В нерухомій системі координат XOY координати цієї точки запишемо:

$$\begin{cases} x_n = x_l \cdot \cos(\alpha + \theta) = x_l \cdot \cos\left(\alpha + \arctg \frac{r \cdot \sin \omega t}{L + r \cdot \cos \omega t}\right) \\ y_n = x_l \cdot \sin(\alpha + \theta) = x_l \cdot \sin\left(\alpha + \arctg \frac{r \cdot \sin \omega t}{L + r \cdot \cos \omega t}\right) \end{cases}. \quad (7)$$

Проекції швидкості цієї точки на осі системи координат XOY матимуть вигляд:

$$\begin{cases} \dot{x}_n = V_x^n = - \frac{x_l \cdot \omega \cdot r \cdot (r + L \cdot \cos \omega t)}{L^2 + r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos \omega t} \cdot \sin\left(\alpha + \arctg \frac{r \cdot \sin \omega t}{L + r \cdot \cos \omega t}\right) \\ \dot{y}_n = V_y^n = \frac{x_l \cdot \omega \cdot r \cdot (r + L \cdot \cos \omega t)}{(L^2 + r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos \omega t)} \cdot \cos\left(\alpha + \arctg \frac{r \cdot \sin \omega t}{L + r \cdot \cos \omega t}\right) \end{cases}. \quad (8)$$

Проаналізуємо траєкторії руху частинок на коливній поверхні і самої поверхні, прийнявши до уваги, що поверхня має кут нахилу α до горизонтальної осі OX . Розглянемо сили, що діють на частинку (зернину, або елементарний об'єм матеріалу), яка знаходиться на поверхні OX_l в точці x_l при здійсненні нею кутових коливань з кутовими параметрами Θ , $\dot{\Theta}$, $\ddot{\Theta}$ (рис. 2).

У вертикальній площині на матеріал, що знаходиться на поверхні OX_l (зерно, для спрощення візьмемо одну зернину) діють сила тяжіння $G = m \cdot g$ та сила інерції I , проекцію якої на вісь OY визначимо за виразом:

$$I = m \cdot \ddot{\theta} \cdot x_1 \cdot \cos(\theta + \alpha), \quad (9)$$

де m – маса зернини, кг; $\ddot{\theta}$ – кутове прискорення зернини, c^{-2} ; x_1 – відстань зернини до центра коливань, м.

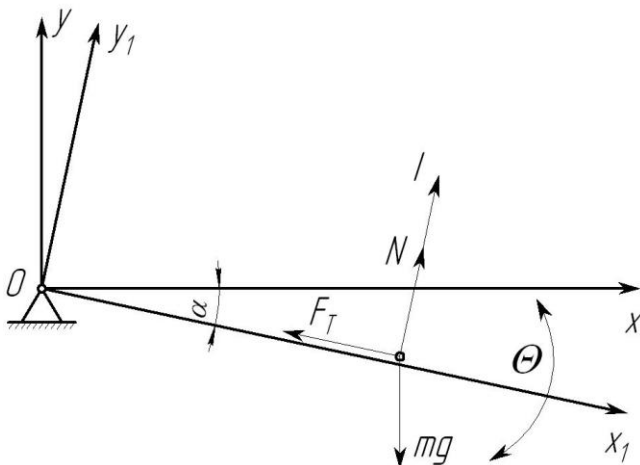


Рис. 2. Аналіз сил, що діють на зернину

Тоді, умова відриву частинки (елемента об'єму) від поверхні площини, що коливається:

$$m(\ddot{\theta} \cdot x_1 \cdot \cos(\theta + \alpha) - g) \geq 0. \quad (10)$$

У момент відриву зернини від поверхні, що коливається, рівняння рівноваги в проекції на вісь OY матиме вигляд:

$$m \cdot \ddot{\theta} \cdot x_1 \cdot \cos(\theta + \alpha) - m \cdot g = 0. \quad (11)$$

Підставивши у вираз (11) значення θ і $\ddot{\theta}$ з (4) і (6), після відповідних перетворень, одержимо:

$$\frac{L \cdot r (L^2 - r^2) \omega^2 \cdot x_1 \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + r^2 + 2L \cdot r \cdot \cos(\omega t))^2} \cdot \cos\left(\arctg \frac{r \cdot \sin(\omega t)}{L + r \cdot \cos(\omega t)} + \alpha\right) + g = 0. \quad (12)$$

Позначивши ліву частину рівняння (12) через G , побудуємо графіки $G = f(\omega, r, L, x_1, \alpha, m_3)$ у залежності від кута повороту кривошипу $\varphi = \omega t$, аналіз яких показав, що в функції t на момент відриву зернини від площини найбільш суттєво впливає зміна кутової швидкості ω обертання кривошипу AM . Відрив зернини відбувається при переміщенні площини з крайнього верхнього положення в момент переходу кривої через вісь X ($G = 0$). На рис. 3 наведено приклад

визначення моменту відриву зернини від площини за різних значень кутової швидкості кривошипа і за фіксованих інших параметрів ($r = 1,5\text{мм}$, $L = 0,2\text{м}$, $x_l = 0,05\text{м}$, $\alpha = 2^0$, $m_s = 0,04\text{г}$).

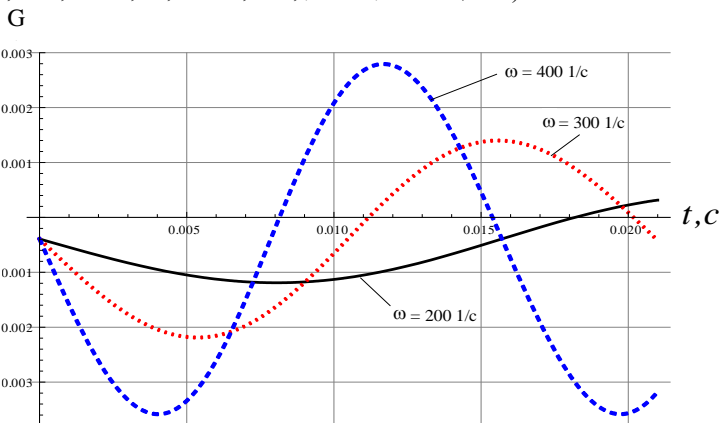


Рис. 3. Визначення моменту відриву зернини від поверхні, що вібрує, за різних значень ω

Аналогічно визначаємо вплив решти факторів на умови відриву зернини і будемо графіки залежностей

У зв'язку з тим, що з рівняння (12) в аналітичному вигляді визначити час відриву зернини не можливо, вирішуємо задачу чисельним методом, для чого складаємо рівняння регресії, відкинувши незначущі фактори:

$$t_a = -0,012 + 3,645r - 742,275r^2 + 0,0001\omega - 0,007r\omega - 2,173 \cdot 10^{-7} \omega^2 - 0,011x_l + 14,392rx_l - 0,0001\omega x_l + 0,103x_l^2, \quad (13)$$

де t_a – час, коли відбувається відрив зернини від поверхні, що коливається.

Аналіз рівняння (13) дозволяє визначити координати точок відриву зернини від площини, які одночасно будуть і координатами початку вільного переміщення зернини, яке відбувається під дією сили інерції I , сили тяжіння G та сили опору повітря R_p . Враховуючи, що відрив зернини від площини відбувається протягом дуже малого проміжку часу (в межах 0,003...0,005 с.), то можна вважати, що шар зерна перебуває у псевдозрідженому стані і рухається за рахунок зменшення сили тертя F_T :

$$F_T = m_\zeta \cdot g \cdot k \cdot f_T \cdot \sin(\theta + \alpha), \quad (14)$$

де m – маса зернини; k – коефіцієнт, який враховує зменшення сили тертя зернини по площині при зростанні частоти її коливання ω

(визначається експериментально); f_T – коефіцієнт тертя зернини по площині.

Диференційне рівняння переміщення шару зерна вздовж осі OX (без врахування сили опору повітря) після відповідних перетворень та скорочень прийме вигляд:

$$\dot{x} = g \cdot (1 - k \cdot f_T) \cdot \sin(\theta + \alpha). \quad (15)$$

Рішення рівняння (15) відносно t з застосуванням програмного пакету «Wolfram Mathematica» дозволить отримати рівняння переміщення зернини в горизонтальній площині [3]:

$$x = \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot (1 - k \cdot f_T) \cdot \sin(\alpha + \theta) + t \cdot C_2 + C_1, \quad (16)$$

де t – час переміщення зернини по площині.

З врахуванням початкових умов визначимо значення постійних інтегрування C_1 і C_2 , що дозволить записати залежності для визначення швидкості переміщення зернини відносно осі OX та самого переміщення в наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= g \cdot t \cdot (3 \cdot k \cdot f_0 - 1) \cdot \sin(\alpha + \theta); \\ x &= \frac{g \cdot t^2}{2} \cdot (3 \cdot k \cdot f_0 - 1) \cdot \sin(\alpha + \theta). \end{aligned} \quad (17)$$

Траєкторія переміщення зернини вздовж осі OX зображена на рис. 4.

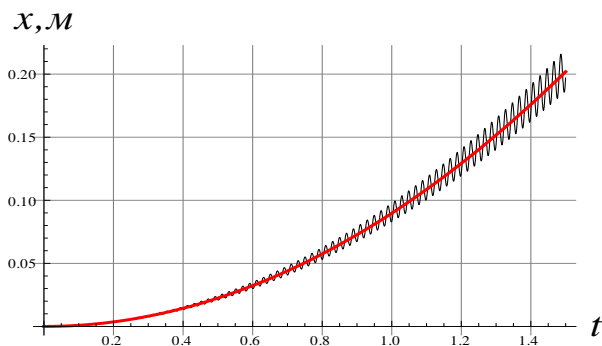


Рис. 4. Траєкторія переміщення зернини вздовж площини

Під час проходження зернини вздовж площини, що коливається, від точки O до точки M швидкість її переміщення V_x зростає, тому важливо підібрати параметри і режими коливання площини таким чином, щоб час відриву зернини t_n був максимально можливим, але не перевищував часу повороту кривошипа на кут $\varphi = \omega t < 2\pi$.

На швидкість переміщення зернини вздовж площини, що коливається, будуть впливати кутова швидкість обертання кривошипа ω його радіус r , кут нахилу поверхні до горизонту α , відстань від точки O шарнірного закріплення площини до центра обертання кривошипа x_1 . Довжина площини L і час перебування зернини на площині на швидкість її переміщення не впливають і визначаються з конструктивних міркувань.

Знаючи швидкість переміщення зернини в горизонтальній площині та прийнявши з конструктивних міркувань ширину площини B , можемо визначити подачу зернової маси до робочої камери подрібнювача:

$$q = \rho \cdot V_x^c \cdot B \cdot H \cdot k_s, \quad (18)$$

де q – подача зернової маси до подрібнювача, кг/с; ρ – об'ємна маса зерна, кг/м³; V_x^c – середня швидкість переміщення зерна по площині, м/с; B – ширина площини, м; H – висота шару зерна на площині, м; k_s – коефіцієнт, що враховує взаємодію зернин на площині.

Зміну подачі зерна до робочої камери подрібнювача доцільно регулювати зміною висоти шару зерна на площині шляхом встановлення регулювальної заслінки.

Висновки. Найбільш доцільним способом дозованої подачі зернової маси до робочої камери подрібнювача малої продуктивності слід вважати вібраційний, що характеризується високою частотою коливань та малою амплітудою.

Аналіз руху зернини по площині, що коливається, дозволив визначити вплив основних факторів на раціональні параметри, що забезпечують надійну дозовану подачу зернової маси до подрібнювача малої продуктивності.

Проведені аналітичні дослідження є основою для розрахунку числових значень подачі зернової маси до подрібнювача.

Слід відмітити, що при визначенні характеру руху зернової маси по площині, що коливається, необхідно враховувати і ефект псевдозрідженого шару, що є предметом додаткових досліджень.

Література

1. Повидайло В.А. Расчет и конструирование вибрационных питателей. - М.: Машгиз, 1962.– 152 с.
2. А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков. Транспортирующие машины. - М.: Машиностроение, 1983.– 487 с.
3. Г.Корн, Т.Корн. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1973.– 832 с.

УДК 629.114.2.012.57

© А.А. Колодійчук
Національний університет водного господарства та
природокористування

ВПЛИВ РІЗНИХ ФАКТОРІВ НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ В ШАРНІРАХ ГУСЕНИЦЬ ТРАКТОРІВ

У даній статті приведено застосування теорії Герца–Беляєва для визначення коефіцієнта і моменту тертя залежно від розподілу контактної тиску, що утворюється в результаті взаємодії мікронерівностей в металевій парі тертя втулка–палець.

МОМЕНТ І КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ, СИЛА, РОЗТЯГ, ШАРНІР, КОНТАКТНИЙ ТИСК, РІВНОДЮЧА, РОЗПОДІЛ ТИСКУ.

Постановка проблеми. У теорії гусеничного рушія [1] наведено залежність коефіцієнта (моменту) тертя в шарнірах гусениць за умови контакту (пальця–втулки) вздовж утворюючої циліндр лінії або в точці.

Однак ця залежність враховує лише один геометричний параметр радіус пальця, який пов'язує коефіцієнт або момент з узагальненим розтягуючим зусиллям. Тому теоретично врахувати більшість інших параметрів, які впливають на втрати потужності в шарнірах гусениць, неможливо. Це значить, необхідно встановити взаємозв'язок моменту тертя і сил, що розтягують шарнір, з урахуванням характеру розподілу контактних тисків у парі тертя і коефіцієнта тертя від самих контактних тисків $q(\alpha)$.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Відомо, що сила (або момент) тертя виникає в процесі зміщення взаємодіючих тіл, залежить від матеріалу виготовлення пари тертя, швидкості відносного ковзання, шорсткості тертьових поверхонь та інших факторів, до переліку яких відноситься і величина стискуючих навантажень [2–3].

Мета досліджень Метою статті є визначення сили і моменту тертя в шарнірах гусениць, що виникають в парі тертя при відносному переміщенні їх поверхонь.

Результати дослідження. В роботі [4 с.58] стверджується, що за усіх рівних умов сила тертя залежить від величини фактичної площі контакту (ФПК), яка утворюється через взаємодію мікронерівностей тіл, що труться. В той же час має місце для вказаних тіл лінійний зв'язок між ФПК і номінальною площею контакту див. [4 с.103]. Із наведеного витікає, якщо відома зміна номінальної площі контакту, то

принципово може бути визначено і зміну сили тертя. З урахуванням викладеного вираз для елементарної сили тертя, яка діє на елементарній площі dS , може бути показано і вигляді:

$$dF\delta = \mu(q)q(x, y)dS, \quad (1)$$

де $\mu(q)$ – коефіцієнт тертя, що залежить від тиску q на елементарну площу dS ; x, y – координати точки контакту взаємодії.

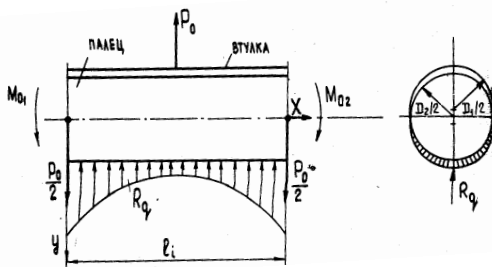


Рис. 1. Схема силової взаємодії пари втулка–палець

Для циліндричного шарніра з врахуванням (1) елементарний момент буде рівним:

$$dMm = dFmr_0 = r_0^2 \mu(q)q(x, \alpha) dx d\alpha, \quad (2)$$

де r_0 – радіус пальця шарніра, мм; α, x – кутова і повздовжня координати зони контакту пальця і втулки, рад і відповідно мм.

$$dS = r_0 d\alpha dx.$$

Інтегруючи вираз (2), момент тертя буде рівний:

$$M_T = r_0^2 \int_x \int_\alpha \mu(q)q(x, \alpha) dx d\alpha. \quad (3)$$

Співставляючи рівняння (1) і (3) показує, що (1) є випадковим для (3), яке вироджується у рівняння при коефіцієнті тертя μ , незалежним від контактних тисків q .

Допустимо, що $\mu(q)$ визначається виразом:

$$\mu(q) = A_1 q^m. \quad (4)$$

Рівняння (3) для випадку рівномірного розподілу навантаження вздовж циліндричних утворюючих шарнір з врахуванням (4) і застосуванням теорії Герца–Беляєва про розподіл навантажень по площі контакту пальця і втулки вирішено у вигляді:

$$M_T = A_1 r_0 l \alpha_1 \alpha_2^{m+1} R_q^{0.5(m+1)} \left[2 - \frac{m+1}{3} \right], \quad (5)$$

де l – довжина втулки;

$$\dot{\alpha}_1 = 1,08 \sqrt{\frac{D_1 D_2}{(D_1 - D_2) E}}; \dot{\alpha}_2 = 0,59 \sqrt{\frac{E(D_1 - D_2)}{D_1 D_2}}; Rq = \frac{P_0}{l};$$

E_0 – навантаження, що розтягує шарнір; D_1, D_2 – діаметри втулки і пальця; \dot{A} – модуль пружності.

Рівняння (5) придатне для розрахунку моменту тертя у циліндричній парі в тих випадках, де допустимо використання рівнянь Герца–Беляєва. На їх основі визначається площа контакту стисненої циліндричної пари і розподіл тисків в ній.

Для отримання виразу моменту тертя за нерівномірного розподілу Rq проаналізуємо взаємодію провусини і пальця (рис.1), навантажених зусиллям E_0 і моментами $\dot{I}_{01}^3 \dot{I}_{02}$.

Розглядаючи палець як балку на пружній основі, отримаємо відомі диференціальні рівняння четвертого порядку :

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^4 y_1}{dx^4} + 4m_1^4 y_1 &= 0; \\ \frac{d^4 M_C}{dx^4} + 4m_1^4 M_C &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де M_C – згинаючий момент пальця; $m_1 = \sqrt[4]{\frac{K}{4EI}}$; $K = -\frac{Rq}{y^2}$;

I – момент інерції січення пальця.

Для визначення \hat{E} використовується рівняння зближення циліндричних тіл [6]:

$$y_1 = \frac{2(1-\mu^2)}{E} Rq(1-\ln C), \quad (7)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона; $\tilde{N} = \dot{\alpha}_1 Rq^{0.5}$.

На основі рівняння (7) будується і лінійаризується $y_1 f(Rq)$, похибка лінійарезації як показали розрахунки, не перевищує 3–5%.

Рішення диференціальних рівнянь четвертого порядку стосовно до схеми (рис. 1) з використанням методу початкових параметрів наведено в роботі [7] і має вигляд:

$$M = M_0 A_z \frac{Q_0}{m_1} B_z + S_0 C_z + N_0 D_z; \quad (8)$$

$$Q = -4m_1 M_0 D_z + Q_0 A_z + m_1 S_0 B_z + m_1 N_0 C_z \quad (9)$$

$$k_{y_1} = -4m_1^2 M_0 C_z - 4m_1 Q_0 D_z + m_1^2 S_0 A_z + m_1^2 N_0 B_z \quad (10)$$

$$k_{y_1} = -4m_1^3 M_0 B_z - 4m_1^2 Q_0 C_z - 4m_1^2 S_0 D_z + m_1^3 N_0 A_z \quad (11)$$

де M_0, Q_0 – згинаючий момент і перерізаючі сила при $\delta = 0$

$$A_z = \cos zchz; B_z = \frac{\sin zchz + \cos zshz}{2}; D_z = \frac{\sin zchz - \cos zshz}{4}$$

$$C_z = \frac{\sin zshz}{2}; z = m_1 x \text{ при } 0 \leq x \leq \ell_1;$$

$$S_0 = \frac{\hat{e}y'_0}{m_1^2}; N_0 = \frac{\hat{e}y''_0}{m_1^3}; y_0 - \text{переміщення при } x=0.$$

Приймаємо $\dot{I}_{01} = \dot{I}_{02}$. Тоді при $x=0$ маємо

$$\dot{I}_0 = \dot{I}_{01}^3 Q = -\frac{P_0}{2}; \text{ при } x = \ell/2; Q_{1/2} = 0; y_{1/2} = 0.$$

З урахуванням цього рішаємо разом (9) і (11) відносно S_0 і N_0 :

$$S_0 = \frac{GC_{1/2} - A_{1/2}F + 2P_0C_{1/2}^2 + A_{1/2}^2 \frac{P_0}{2}}{m_1(4D_{1/2}C_{1/2} + A_{1/2}B_{1/2})}; \quad (12)$$

$$N_0 = \frac{\frac{P_0}{2} A_{1/2} + m_1 S_0 B_{1/2} - F}{m_1 C_{1/2}}, \quad (13)$$

На основі (10) при симетричній схемі ($\dot{I}_{01} = \dot{I}_{02}$):

$$Rq(\delta) = -4m_1^2 M_0 C_z + 2m_1 P_0 D_z + m_1^2 S_0 A_z + m_1^2 N_0 B_z \quad (14)$$

З урахуванням того, що в теорії Герца–Беляєва площа контакту двох циліндричних тіл прийнята площиною, рівняння (3) для визначення M_T запишеться у вигляді:

$$M_T = r_0 \int \int_{c \ell_i} \mu(q) q(y, x) dy dx \quad (15)$$

де $q(x, y) = \sqrt{1 - (\frac{y}{c})^2} q_0; \tilde{n} = \dot{a}_1 R^{0.5}; q_0 = \dot{a}_2 R q^{0.5}$

Інтеграл (15) можна замінити сумою:

$$M_T = \sum_{j=1}^{j=t} M_{Tj}, \quad (16)$$

де M_{Tj} – момент тертя на ділянці шарніра довжиною $\Delta l t$, на якій Rq приймається постійним.

На основі (5) і (16) отримаємо:

$$M_T = A_1 r_0 \alpha_1 \alpha_2^{m+1} \frac{5-m}{3} t^{0.5m} \sum_{j=1}^{j=t} R_{qj}^{0.5m+1}, \quad (17)$$

де $t = \ell_i / \Delta \ell_i$ – кількість ділянок на які розбивається шарнір; $\Delta \ell_i$ – довжина ділянки; $j = 1, 2, 3, \dots, t$.

Величина Rqj , що входить у (17) визначається для перетину з координатою xj :

$$xj = \Delta l t (j - 0.5 \ell_i / t) (j - 0.5), \quad (18)$$

Аналіз рівняння (17) показує, що при $m > 0$ з ростом нерівномірності розподілу контактних навантажень (зростання α_2 і Rq_{max}) момент тертя за усіх рівних умов зростає, а при $m < 0$ – знижується.

При $m = 0$ це рівняння набирає вигляд:

$$M_T = A_1 r_0 \sum_{j=1}^t R_{qj} = A_1 r_0 P_0. \quad (19)$$

Що відповідає формулі А.С. Антонова:

$$M_T = \mu_0 r_0 P_0 \quad (20)$$

Це означає коректне використання (20) для розрахунку момента тертя в шарнірах злюбими геометричними параметрами можливе, якщо відомо μ_0 для одного із цих шарнірів, при умові:

$$\mu(q) = A_1 q^m = A_1 \mu_0 = Const.$$

При постійних значеннях $r_0 P_0$ (при $m \neq 0$) момент тертя, розрахований по (16) залежить від нерівномірності розподілу контактних навантажень, на яку, у свою чергу, впливають величина зазора і довжина шарніра. У зв'язку з цим при $m \neq 0$ рівність правих частин (17) і (20) може бути забезпечено, якщо відома функція $\mu_0(E, \ell_i)$.

Відповідно μ_0 , що входить в (20) в загальному випадку залежить не тільки від фізичних показників тертьових поверхонь і їх мікрогеометрії, але і від зовнішніх геометричних показників (E, ℓ_i).

Це не дозволяє коректно використовувати μ_0 , що отримано експериментально для одного шарніра під час розрахунку M_m в другому шарнірі, який відрізняється від першого тільки конструкторськими параметрами. Такий розрахунок можливий по (17), якщо відома функція $\mu(q)$, яка не залежить від геометричних параметрів шарніра.

Коректність формули (14) перевірена на основі результатів визначення M_0 на стенді [8] в двох парах тертя.

Висновок. Застосування теорії Герца–Беляєва надало можливість визначенню енергетичних показників (коефіцієнта і момента тертя) в металевих шарнірних з'єднаннях гусениць у випадках рівномірного і нерівномірного розподілу навантаження на провущину (втулку). Крім того, дозволило отримати функцію $\mu(q)$, яка не залежить від геометричних параметрів, що дозволить для шарнірів виготовлених із одного і того ж матеріалу визначити момент (коефіцієнт) тертя у широкому діапазоні геометричних параметрів.

Література

1. Антонов А.С. Теория гусеничного движителя – М.: Машгиз, 1949.
2. Колодійчук С.А. Визначення залежності коефіцієнта тертя від контактного тиску в шарнірах гусениць // Сільськогосподарські машини : Зб. наук ст. – Вип.10.– Луцьк: Ред. вид. відділ ЛДТУ.– 2002.– С. 135–138.
3. Панасюк В.В. Теплий М.И. Определение контактных напряжений при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел. // Прикладная механика.– Вип.4. - 1971.–С.3–8.
4. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С., Основы расчетов на трении и износ. М.: Машиностроение, 1977.
5. Гулак А.И. Исследование напряженно–деформированого состояния резинометаллических шарниров гусеничных цепей сельськохозяйственных тракторов. Автореф. Канд. дисс. – М., 1981.
6. Справочник машиностроителя. - Т.3. - М.: Машгиз, 1962.
7. Киселев В.А. Балки и рамы на упругом основании. - М.: Гостехиздат, 1936.
8. Колодійчук С.А Патент України №7125 ОА. Універсальний стенд для визначення коефіцієнта тертя в шарнірних з'єднаннях. Бюл.№11,2004р.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 621.87

О.Ю. Костина, В.С. Ловейкін, д.т.н.

Національний університет біоресурсів та природокористання України

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА

У роботі визначено дійсні динамічні навантаження, що діють на елементи тягового органу і приводного механізму. Результати теоретичного дослідження представлено на графіках.

СКРЕБКОВИЙ КОНВЕЄР, ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, РУШІЙНА СИЛА ПРИВОДУ, ДИФЕРЕНЦІАЛЬНЕ РІВНЯННЯ РУХУ.

Постановка проблеми. Під час роботи ланцюгових конвеєрів виникають значні динамічні навантаження, які діють на елементи тягового органу і приводного механізму. Це призводить до передчасного руйнування і зниження надійності роботи конструкції. Тому виникає потреба побудови математичної моделі динаміки руху скребкових конвеєрів, що використовуються для транспортування сільськогосподарських вантажів (зерна, макухи).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значна кількість вчених досліджували динамічні процеси, що виникають в конвеєрах з ланцюговим тяговим органом.

У роботі Л. І. Чугрєєва [1] досліджується динаміка шахтних конвеєрів з ланцюговим тяговим органом, де враховується спільний вплив на рух механічної системи конвеєра приводу, робочого органу і ставу, що змінюють свої динамічні і кінематичні характеристики в процесі експлуатації.

У дисертаційній роботі Д.О. Маланіна [2] наведено теоретичні дослідження з визначення динамічних навантажень в ланцюгових конвеєрах та досліджено методи визначення цих навантажень.

У статті А.В. Осичева., А.А. Ткаченка [3] проводилась оцінка впливу приводної зірочки на динамічні зусилля в робочому органі скребкового конвеєра СР72.

У статті В.П. Кондрахіна, А.А. Мельника [4] запропонована математична модель для дослідження навантажень в приводі і тяговому органі забійного скребкового конвеєра з двохшвидкісними асинхронними електродвигунами на прикладі транспортування вугілля.

Разом з тим, дослідження динаміки руху скребкових конвеєрів під час транспортування сільськогосподарських вантажів практично не проводились.

Тому **метою досліджень** є побудова математичної моделі динаміки руху скребкового конвеєра, визначення дійсних динамічних навантажень, що діють на тягові елементи конвеєра та привод під час транспортування сільськогосподарських вантажів (зерна, макухи, коренеплодів тощо).

Результати дослідження. Для побудови динамічної моделі скребкового конвеєра використано конвеєр, кінематична схема якого показана на рис. 1.

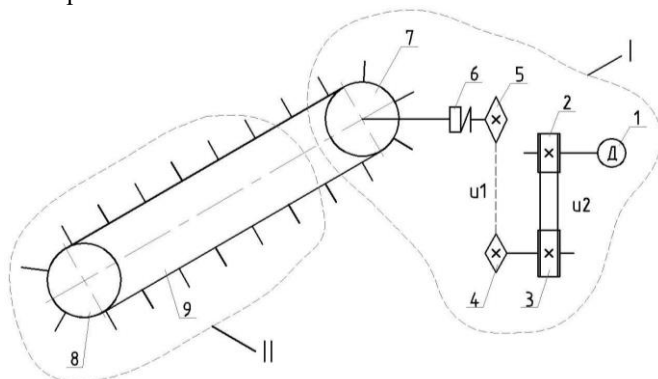


Рис. 1. Кінематична схема скребкового конвеєра: 1 – двигун, 2, 3 – шківів пасової передачі, 4, 5 – зірочки ланцюгової передачі, 6 – муфта, 7 – приводна зірочка, 8 – приводна зірочка скребкового конвеєра, 9 – ланцюг зі скребками

У першому наближенні будемо вважати, що основні навантаження виникають в тяговому органі (ланцюзі) скребкового конвеєра. Тому наведений на рис. 1 механізм скребкового конвеєра представимо у вигляді двомасової моделі.

Перша маса включає приведену масу приводу до складу якої входять маси двигуна, шківів пасової передачі, зірочок ланцюгової передачі та приводної зірочки скребкового конвеєра. Друга маса включає приведену масу конвеєра, що складається з маси скребків, тягового органу та вантажу, що знаходиться в міжскребковому просторі на робочій вітці конвеєра.

Для визначення динамічних навантажень скребковий конвеєр представлено як механічну систему з двома ступенями вільності. За

узагальнені координати прийнято координати центрів мас першої x_1 та другої x_2 приведених мас (рис. 2).

На рис. 2 показано динамічну модель, в якій необхідно визначити приведені маси m_1, m_2 , рушійну силу F_n і силу опору F_{on} , яка приведена до тягового опору, та жорсткість ланцюга c .

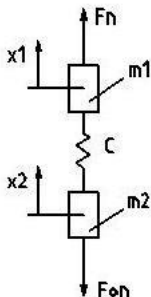


Рис. 2. Динамічна модель скребкового конвеєра

Приведені маси механізму визначаються з умови рівності кінетичної енергії реального механізму \dot{O}_δ і кінетичної енергії моделі \dot{O}_i : $\dot{O}_i = \dot{O}_\delta$.

Визначимо кінетичну енергію реального механізму приводу та ланцюга зі скребками і вантажу.

Будемо вважати, що ротор двигуна 1, шків пасової передачі 2, 3, зірочки ланцюгової передачі 4, 5, муфта 6 і приводна зірочка 7 (рис. 1) мають момент інерції відносно власних осей обертання відповідно $^2_1, ^2_2, ^2_3, ^2_4, ^2_5, ^2_6, ^2_7$.

Визначимо кінетичну енергію реального механізму приводу:

$$T_{P1} = \frac{I}{2} \cdot (I_1 + I_2) \cdot \omega_1^2 + \frac{I}{2} \cdot (I_3 + I_4) \cdot \omega_2^2 + \frac{I}{2} \cdot (I_5 + I_6 + I_7) \cdot \omega_3^2, \quad (1)$$

де ω_1 – кутова швидкість на валу двигуна; ω_2 – кутова швидкість на валу веденого шків пасової передачі та ведучої зірочки ланцюгової передачі; ω_3 – кутова швидкість на валу веденої зірочки ланцюгової передачі та приводної зірочки скребкового конвеєра.

Визначимо ці швидкості через лінійну швидкість тягового органу.

$$\omega_1 = \frac{2 \cdot v}{D} \cdot u_1 \cdot u_2, \quad \omega_2 = \frac{2 \cdot v}{D} \cdot u_1, \quad \omega_3 = \frac{2 \cdot v}{D}, \quad (2)$$

де v – швидкість руху тягового органу; D – діаметр зірочок скребкового конвеєра; u_1 – передаточне число ланцюгової передачі; u_2 – передаточне число пасової передачі.

Визначимо кінетичну енергію першої маси динамічної моделі:

$$T_{M1} = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v^2, \quad (3)$$

де m_1 – приведена маса приводного механізму.

Підставивши вирази (2) в (1) та прирівнявши (1) до (3) і скоротивши обидві частини отриманого рівняння на $\frac{1}{2} \cdot v^2$, отримаємо вираз для визначення приведеної маси m_1 динамічної моделі:

$$m_1 = \frac{4}{D^2} \cdot [(I_1 + I_2) \cdot u_1^2 \cdot u_2^2 + (I_3 + I_4) \cdot u_1^2 + I_5 + I_6 + I_7].$$

Визначимо кінетичну енергію реального механізму ланцюга зі скребками та вантажем:

$$T_{P2} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{неоддд}} \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{вддд}} \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{\text{дддд}} \cdot v^2 + \frac{1}{2} \cdot I_7 \cdot \left(\frac{2v}{D}\right)^2, \quad (4)$$

де $m_{\text{неоддд}}$ – маса всіх скребок скребкового конвеєра; $m_{\text{вддд}}$ – маса тягового органу; $m_{\text{дддд}}$ – маса вантажу, що знаходиться на робочій вітці скребкового конвеєра.

Визначимо кінетичну енергію другої маси динамічної моделі конвеєра:

$$T_{M2} = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v^2. \quad (5)$$

Прирівнявши залежності (4) і (5), скоротивши отримане рівняння на $\frac{1}{2} \cdot v^2$, отримаємо вираз для визначення приведеної маси m_2 динамічної моделі:

$$m_2 = (m_{\text{неоддд}} + m_{\text{вддд}} + m_{\text{дддд}}) + \frac{4I_7}{D^2}. \quad (6)$$

Знайдемо коефіцієнт жорсткості ланцюга:

$$\tilde{n} = \frac{A \cdot A}{l},$$

де E – модуль пружності ланцюга; A – площа поперечного перерізу ланцюга; l – робоча довжина ланцюга.

Для розробленої динамічної моделі складаємо диференціальне рівняння руху скребкового конвеєра, виходячи з принципу Д'Аламбера

$$\begin{cases} F_I - R - F_{i1} = 0; \\ R - F_O - F_{i2} = 0; \end{cases} \quad (7)$$

де F_I – приведена до ланцюга рушійна сила приводу; F_O – приведена до ланцюга сила опору переміщенню ланцюга та вантажу; $R = c(x_1 - x_2)$ – зусилля в пружній ланці; F_{i1}, F_{i2} – сили інерції першої і другої приведених мас,

$$F_{i1} = m_1 \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = m_2 \ddot{x}_2,$$

де m_1 – приведена до ланцюга маса рухомих елементів приводу; m_2 – приведена до ланцюга маса конвеєра.

Після підстановки всіх складових в систему (7) отримаємо рівняння руху конвеєра з двома ступенями вільності:

$$\begin{cases} m_{I1} \ddot{x}_1 = F_I - c(x_1 - x_2), \\ m_{I2} \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - F_O. \end{cases} \quad (8)$$

У представлений моделі рушійна сила визначається з механічної характеристики електродвигуна, яка для асинхронного двигуна виражається формулою Клосса.

Рушійна сила приводного механізму:

$$F_I = \frac{2 \cdot \dot{I} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{свд}}}{D}, \quad (9)$$

де M – момент на валу двигуна; $\eta_{\text{свд}}$ – загальний ККД приводу.

Виразимо момент на валу двигуна через формулу Клосса [6]:

$$\dot{I} = 2 \dot{I}_{\text{свд}} \left/ \left(\frac{s}{s_{\text{свд}}} + \frac{s_{\text{свд}}}{s} \right) \right., \quad (10)$$

$$s = 1 - \omega / \omega_o, \quad s_{\text{свд}} = 1 - \omega_{\text{свд}} / \omega_o, \quad (11)$$

де $\dot{I}_{\text{свд}}$ – критичний момент на валу електродвигуна; s – ковзання; $s_{\text{свд}}$ – критичне ковзання; ω_o – синхронна кутова швидкість; $\omega_{\text{свд}}$ – критична кутова швидкість.

Кутова швидкість визначається за формулою:

$$\omega = (\dot{x}_1 \cdot 2 \cdot u_1 \cdot u_2) / D.$$

Для визначення рушійної сили приводного механізму необхідно в формулу (9) підставити (10), (11).

Відомо, що сила опору переміщенню тягового органу і вантажу залежить від швидкості [1].

$$F_o = W(\dot{\delta}) + W_2(\dot{\delta}), \quad (12)$$

де W_1 – сила опору руху робочої вітки конвеєра; W_2 – сила опору руху неробочої вітки конвеєра.

$$W_1(\dot{\delta}) = (q + q_m) \cdot (\tilde{\omega}_1(\dot{\delta}) \cdot \cos \beta + \sin \beta) \cdot L \cdot g,$$

$$W_2(\dot{\delta}) = q_m \cdot L \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_2(\dot{\delta}) \cdot \cos \beta - \sin \beta),$$

де q, q_m – погонна маса вантажу і тягового органу відповідно; L – довжина транспортування вантажу; β – кут нахилу конвеєра до горизонту; $\tilde{\omega}_1(\dot{\delta})$ – узагальнений коефіцієнт опору переміщенню вантажу і тягового органу; $\tilde{\omega}_2(\dot{\delta})$ – коефіцієнт опору переміщенню тягового органу.

Залежність сили опору від швидкості транспортування представимо у вигляді кривої третього порядку (рис. 3).

$$F_o = A_0 + A_1 \cdot v + A_2 \cdot v^2 + A_3 \cdot v^3, \quad (13)$$

$$F'_o = A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot v + 3 \cdot A_3 \cdot v^2.$$

Крайові умови: $\dot{i} \dot{\delta} \dot{v} = 0: F_o = F_{o_{max}}; F'_o = 0,$

$$\dot{i} \dot{\delta} \dot{v} = v_y: F_o = F_{o_y}; F'_o = 0,$$

де $F_{o_{max}}$ – максимальне значення сили опору; v_y – усталена швидкість руху тягового органу (ланцюга); F_{o_y} – усталене значення сили опору, що досягається при усталеній швидкості і визначається за формулою (12).

Визначивши коефіцієнти A_0, A_1, A_2, A_3 та підставивши їх в (13) отримаємо вираз для визначення сили опору залежно від швидкості руху тягового органу:

$$F_o = F_{o_{max}} - 3 \cdot \left(\frac{F_{o_{max}} - F_y}{v_y^2} \right) \cdot v^2 + 2 \cdot \left(\frac{F_{o_{max}} - F_y}{v_y^3} \right) \cdot v^3.$$

Покажемо цю залежність на графіку (рис.3.).

З графіку (рис.3.) видно, що при $v=0$ значення сили опору досягає максимального значення. Після зрушення вантажу з місця, тобто $v \neq 0$, значення сили опору зменшується і розігнавшись до усталеного руху конвеєра, досягає усталеного розрахункового значення.

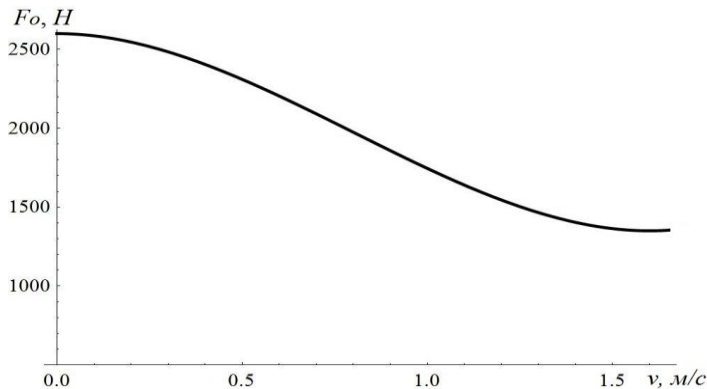


Рис. 3. Графік зміни сили опору переміщенню вантажу і тягового органу залежно від швидкості

Після підстановки всіх складових в систему (8) отримаємо систему диференціальних рівнянь руху скребкового конвеєра.

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{i1} \ddot{x}_1 = \frac{2\dot{l}_{\dot{\epsilon}}}{1 - (\dot{x}_1 \cdot 2 \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \omega_0) / D} \times \\ \quad \frac{s_{\dot{\epsilon}}}{1 - (\dot{x}_1 \cdot 2 \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \omega_0) / D} \times \\ \quad \frac{2 \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_{\text{сд\ddot{a}}}}{D} - c(x_1 - x_2), \\ m_{i2} \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) - F_{0\text{max}} - 3 \cdot \left(\frac{F_{0\text{max}} - F_y}{v_y^2} \right) \cdot v^2 + 2 \cdot \left(\frac{F_{0\text{max}} - F_y}{v_y^3} \right) \cdot v^3. \end{array} \right.$$

Отримані диференціальні рівняння системи є нелінійними диференціальними рівняннями третього порядку, тому їх аналітично не вдається проінтегрувати. Для їх розв'язку використовуємо чисельний метод, який реалізовано за допомогою програмного продукту Mathematica. З отриманих рівнянь визначаємо характеристики переміщення (рис. 4.), швидкості (рис. 5.), прискорення (рис. 6.), які представляємо на графіках.

Графіки побудовано для таких розрахованих параметрів:

$$\begin{array}{lll} \dot{l}_{i1} = 260,4 \dot{\epsilon}\ddot{a}, & D = 0,107 \dot{\epsilon}, & u_1 = 2, \\ \dot{l}_{i2} = 100 \dot{\epsilon}\ddot{a}, & \omega_0 = 157 \delta\dot{\ddot{a}} / \bar{n}, & u_2 = 2,6. \\ \bar{n} = 1,1 \cdot 10^6 \dot{\epsilon} / \dot{\epsilon}, & \omega_{\dot{\epsilon}} = 100,2 \delta\dot{\ddot{a}} / \bar{n}, & \\ F_0 = 1350 \dot{\epsilon}, & \dot{l}_{\dot{\epsilon}} = 45 \dot{\epsilon} \cdot \dot{\epsilon}, & \end{array}$$

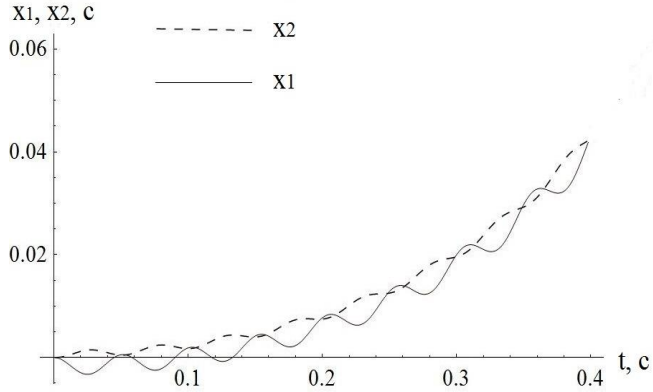


Рис. 4. Графік зміни переміщення

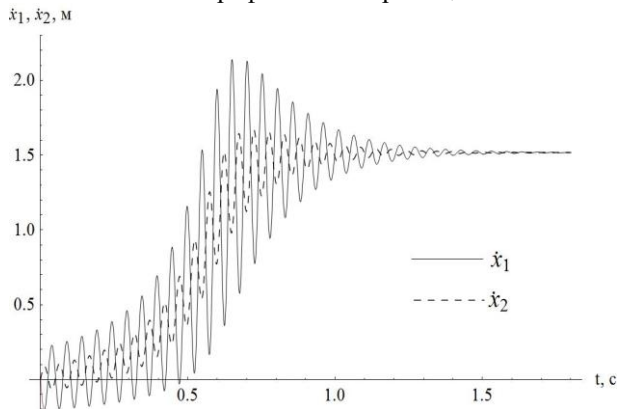


Рис. 5. Графік зміни швидкості

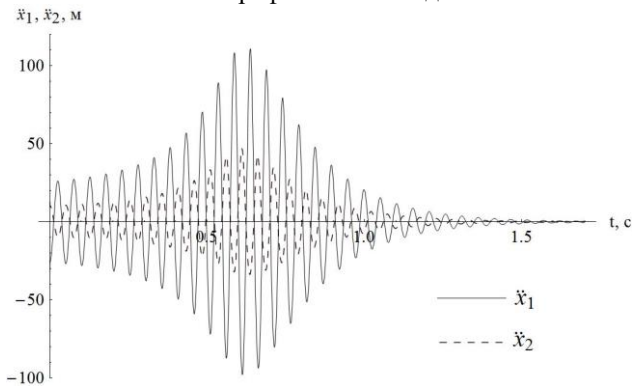


Рис. 6. Графік зміни прискорення

Висновки. Аналізуючи графіки видно, що в тяговому елементі конвеєра виникає коливальний процес зі значною зміною швидкості і прискорення, яка приводить до виникнення суттєвих динамічних навантажень в тяговому органі конвеєра.

Для зменшення цих навантажень потрібно провести оптимізацію режиму руху конвеєра на ділянці пуску.

Література

1. Чугреев Л. И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л. И. – М.: Недра, 1976. – 162 с.
2. Маланин Д.О. Метод определения динамических нагрузок в конвейерах с цепным тяговым органом : дис. ... канд. мед. наук: 05.05.04 / Дмитрий Олегович Маланин. – Санкт–Петербург, 2003. – 184 с.
3. Осичев А.В., Ткаченко А.А. Оценка влияния приводной звездочки на динамические усилия в рабочем органе скребкового конвейера СР–71 / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – Кременчуг. – 2009. – Вип. 4 (57), Ч.1. – С. 10–12.
4. Кондрахин В.П., Мельник А.А. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе и тяговом органе скребкового забойного конвейера / В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ. – 2008. – Вип. 16 (142). – Серія: гірничо–електромеханічна. – Донецьк. – С. 132–140.
5. Иванченко Ф.К. и др. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Иванченко Ф.К. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с.
6. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин / Давыдов Б.Л. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.

УДК 631.171:658.011.56

© В.І. Кравчук, д.т.н., С.Є. Любченко
УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого

ІНТЕГРОВАНА СИСТЕМА ТЕХНОЛОГІЙ КЕРОВАНОГО ЗЕМЛЕРОБСТВА

Розглянуто функції інтегрованої системи реалізації технологій керованого землеробства – методи збору, обробки та використання інформації для управління технологічними процесами вирощування сільськогосподарських культур.

АГРАРНЕ ВИРОБНИЦТВО, КЕРОВАНЕ ЗЕМЛЕРОБСТВО, УПРАВЛІННЯ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС.

Розвиток сучасного аграрного виробництва, забезпечення споживачів якісною, безпечною та конкурентоспроможною продукцією рослинництва вимагає залучення в технології вирощування сільськогосподарських культур нових інноваційних розробок в галузі реалізації та управління технологічними процесами і формування їх в динамічну інтегровану систему. В УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого розроблено Інтегровану систему реалізації технологій керованого землеробства – систему оптимізації сільськогосподарського виробництва на основі передових технологій і методів отримання, обробки та використання інформації, яка передбачає виконання технологічних операцій у відповідності з особливостями (агрохімічними, агрофізичними та іншими) конкретної ділянки.

Для вирішення цих завдань система реалізує функції збору та обробки інформації, розробки технологічних завдань на основі опрацьованої інформації, транслявання завдань до виконавчих механізмів та управління ними.

Одним з потужних методів отримання інформації про стан рослинності конкретного поля є методи дистанційного зондування Землі (ДЗЗ), які за допомогою інформативних можливостей спектральних характеристик полів створюють передумови для ефективного управління посівами.

За допомогою даних ДЗЗ виявляються та локалізуються ділянки поля з аномальним розвитком рослинності, встановлюються можливі причини його виникнення. На більш високому рівні аналіз даних ДЗЗ дає можливість встановлювати кількісні зв'язки між біофізичними параметрами стану рослинності і змінами спектрального відгуку рослинного покриву, що обумовлені впливом факторів зовнішнього середовища або особливостями технологій вирощування.

Зокрема, вегетаційні індекси NDVI (нормалізовано-різницевий вегетаційний індекс) та DMP (індекс наростання сухої речовини), що є вихідними результатами комп'ютерної обробки супутникових знімків, характеризують загальний стан розвитку рослинності та в поєднанні з агрометеорологічними факторами дозволяють прогнозувати урожайність сільськогосподарських культур з високою точністю і завчасністю.

Такий аналіз дає можливість побудувати математичні моделі посівів і на їх основі прогнозувати розвиток рослин, що в свою чергу дозволить застосовувати їх в системах підтримки рішень агроспеціалістів.

Дослідження в галузі ДЗЗ проводяться в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого з 2008 року за проектом MARS у співробітництві з інститутом ISPRA (Італія).

Для отримання інформації про стан конкретного поля чи ділянки, інтегрована система технологій керованого землеробства передбачає застосування технологій картографування урожайності попередника, встановлення меж ділянок з однаковими рівнями урожайності та побудову карт забезпеченості ґрунту поживними речовинами, що дає змогу встановити причини варіювання урожайності та розробити рекомендації з місцевизначеного виконання технологічних операцій.

Наступний рівень інтегрованої системи керованого землеробства передбачає проведення процедур побудови агротехнологічних електронних карт (АТЕК) у відповідності з попередньо розробленими рекомендаціями, просторової та часової інформації, формування протоколу передачі даних та транспортування їх до інформаційно-керуючих засобів сільсько-господарських машин.

Надзвичайно важливим рівнем інтегрованої системи керованого землеробства є реалізація розроблених АТЕК в польових умовах за допомогою інформаційно-керуючих засобів бортових багатofункціональних комплексів (ББК) відповідних сільськогосподарських машин, адресна своєчасна дія робочих органів сільськогосподарських машин на кожній конкретній місцевизначеній ділянці поля як результат багатокритеріальної оптимізації. Тобто, ББК сільськогосподарських машин діють цілеспрямовано згідно з АТЕК, яка забезпечує у межах поточних обмежень максимальне використання потенціалу ґрунту, рослини, навколишнього середовища для отримання відповідного максимального виробничого ефекту.

Одним з ефективних рівнів інтегрованої системи керованого землеробства є використання оптичних методів діагностики стану рослин. Ці методи дають змогу забезпечувати реалізацію потенціалу сорту шляхом створення оптимальних умов росту, розвитку та

формування врожаю рослин. Серед них особливе місце належить оптичній діагностиці забезпечення рослин азотом, від якого значною мірою залежить рівень та якість урожаю. Існуючі методи визначення необхідних доз добрив вимагають значних затрат праці, а суттєвим недоліком цих методів є істотні затрати часу на проведення відборів зразків та проведення аналізів, і тому отримана інформація часто втрачає свою актуальність.

Застосування оптичних методів отримання інформації про стан рослин не лише дає змогу в режимі реального часу керувати дозами добрив в залежності від стану рослин та їх потреби в елементах живлення, а й знижувати загальні витрати азотних добрив, підвищувати якість продукції та вирішувати екологічні питання. Адаптація системи оптичного зондування рослин (N–tester) до сортового складу сільськогосподарських культур проведено в УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, та застосовується для визначення доз добрив під час проведення підживлень.

Як висновок необхідно відмітити, що вже сьогодні технічну політику агропромислового комплексу слід будувати на базі прогресивних аерокосмічних, геоінформаційних, інформаційно–аналітичних, комунікаційних технологій, які вже найближчим часом стануть невід’ємними елементами забезпечення населення якісною та безпечною за хімічним складом продукцією рослинництва в кліматичних умовах України, що характеризуються як зона ризикованого землеробства.

Література

1. Кравчук В. Новітні техніко–технологічні рішення для різних систем обробітку ґрунту і сівби при вирощуванні зернових культур: Проект «АгроОлімп 150»/ В. Кравчук, В. Погорілий, Л. Шустік// Техніка і технології АПК – 2009. – №1. – С. 22–27.

2. Кравчук В. Науково–практичні аспекти формування інформаційного ресурсу в системі інженерно–технічного забезпечення АПК України/ В. Кравчук, В. Гусар, В. Івасюк// Техніка і технології АПК – 2009. – №1 – С. 34–37.

3. Кравчук В. Інтегрована система керованого землеробства – необхідний засіб новітніх технологій/ В. Кравчук, С. Любченко, В. Войновський, В. Сербій// Техніка і технології АПК – 2010. – №7(10) – С. 14–16.

4. Кравчук В. Науково–практичні аспекти формування інформаційного ресурсу в системі інженерно–технічного забезпечення АПК України/ В. Кравчук, В. Гусар, В. Івасюк// Техніка і технології АПК. – 2010. – №7(10) – С. 31–34.

УДК 66.084.6

© Ф.М. Крисак, к.т.н., С.Г. Панасюк, к.т.н., В.Ф. Дідух, д.т.н.
Луцький національний технічний університет

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ МАШИН ДЛЯ МИТТЯ ПЛОДОВО–ЯГІДНОЇ ПРОДУКЦІЇ

У статті приведено аналіз відомих конструкцій машин для миття плодово–ягідної продукції та запропоновано нову вібраційну мийну машину.

МИТТЯ, ПЛОДИ, ЯГОДИ, МИЙНА МАШИНА, ВІБРАЦІЯ.

Постановка проблеми. Натуральні соки є найціннішим харчовим продуктом з усіх плодово–ягідних консервів. Вони містять цукри, вітаміни, мінеральні речовини та ферменти у розчиненому виді, що легко засвоюються людським організмом. Асортимент соків, що випускаються в Україні досить широкий. Сировиною для виробництва соків можуть бути практично всі види плодів та ягід.

Першою фазою обробки фруктів і овочів є миття, яке проводять для видалення з поверхні сировини забруднень, механічних домішок (пилу, глини, піску), пестицидів і мікрофлори. При митті необхідно остаточно видалити, перш за все, тканини, в яких залишаються спори мікроорганізмів, що негативно впливають на якість плодово–ягідних соків. Якість миття сировини залежить від витрати води, тиску, температури, ступені забрудненості, тривалості миття.

Проблема миття, не зважаючи на велику кількість відомих машин, залишається актуальною, оскільки до цього часу не створено високопродуктивної вітчизняної мийної машини, яка б забезпечувала хорошу якість виконання технологічного процесу за високої продуктивності, була компактною та з низькою енергоємністю.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідженням процесу миття плодово–ягідної та овочевої продукції в Україні займалися І.М. Заплетніков, О.К. Гладушняк, Л.М. Антропова, А.Д. Гладка та інші. Проте робота вібраційних мийних машин є недостатньо вивченою.

Мета дослідження – провести аналіз відомих машин, встановити їх конструктивні особливості та запропонувати нову конструкцію вібраційної машини для миття плодово–ягідної продукції.

Результати дослідження. Плоди та ягоди характеризуються різними фізико–механічними властивостями, тому немає універсальної машини, яка була б придатна для всіх видів плодів.

Машини для миття сировини можуть бути вентиляторні, щіткові, барабанні, лопатеві, струшуючі, конвеєрні та вібраційні.

Вентиляторні мийні машини використовуються для миття сировини як з твердою, так і з м'якою структурою. Основними складовими частинами такої мийки є металева мийна ванна, роликівий або пластинчастий транспортер, барботер та душовий пристрій. Відмивання плодів здійснюється в результаті перемішування, яке здійснюється завдяки стиснутому повітрю, що нагнітається у ванну, заповнену водою, та ополіскування їх під душовим пристроєм [1–4]. При цьому затрачається велика кількість води при невисокій інтенсивності протікання процесу.

Щіткова мийна машина застосовується для миття огірків, кабачків, баклажанів та плодів, подібних до них за своєю структурою. У такій машині процес миття здійснюється у металевій мийній ванні, всередині якої розташований піддон у вигляді металевої рамки з решіткою–каменевідділювачем. На піддоні закріплені нерухомі, а у верхній частині ванни – рухомі щітки. В кінці ванни розміщені елеватор та роликівий транспортер, над якими змонтований душовий колектор. Відмивання плодів відбувається під час їх переміщення у проміжку між рухомими та нерухомими щітками, а ополіскування – при підніманні елеватором та транспортуванні роликівим транспортером за допомогою душового колектора [1, 2, 4]. Щіткові машини мають значні габаритні розміри, високу матеріаломісткість, потребують багато води.

Барабанна мийна машина призначена для миття сировини, яка має тверду структуру, такої як яблука, морква і т.п. Миття відбувається у циліндричному або конічному барабані, встановленому у мийній ванні похило чи горизонтально із здатністю обертатися. Барабан розділений на дві зони: попереднього миття та ополіскування [1–4]. Плоди відмиваються за рахунок взаємного тертя та об внутрішню поверхню барабана, що визначає невисоку продуктивність машини.

Лопатеві машини використовують для миття насіннячкових плодів. Миття здійснюється у металевій мийній ванні, всередині якої розташований лопатевий перемішуючий пристрій. Відмивання плодів здійснюється за рахунок їх взаємного тертя та об лопаті перемішуючого пристрою [1–4]. У мийних машинах такого типу недостатня якість відмивання плодів та невисока продуктивність.

Конвеєрна мийна машина використовується в технологічних лініях з метою переробки фруктів та овочів на підприємствах овочесушильної і консервної промисловості середньої малої потужності. Вона складається з душового пристрою, мийної ванни,

розділеної на дві частини, конвеєра, фільтра, насоса, мотор редуктора і решітки. Роликовий і стрічковий конвеєри призначений для вивантаження сировини з машини і транспортування из одної частини в іншу [1–4]. Конвеєрні мийні машини мають невисоку продуктивність та низьку якість відмивання плодів з твердою структурою.

Отже, спільним для таких машин є те, що процес відбувається у мийній ванні із застосуванням транспортно–мийного пристрою того чи іншого типу. У багатьох машинах передбачено ополіскування сировини.

Найбільш ефективними для миття плодово–ягідної продукції є вібраційні машини, які дозволяють інтенсифікувати процес, забезпечити хорошу якість відмивання плодів.

Вібраційна мийна машина призначена для миття бобових культур, ягід, фруктів невеликого розміру та ополіскування овочевих культур з дрібними плодами. Вона складається з вібраційної рами, станини, вібратора, відбивача, водозбірника і душового пристрою. Для прийому сировини призначений лоток, над яким розташовані дві форсунки, за допомогою яких подається вода для попереднього замочування продукції. Миття сировини здійснюється на вібраційному решітчастому полотні [2]. Позитивним є те, застосування вібрації дозволяє прискорити миття сировини та зменшити витрату води на виконання процесу, але недоліком такої машини є обмежена область застосування.

Таким чином, взявши до уваги найбільш позитивні конструктивні особливості у вище перелічених машин, пропонується конструкція вібраційної мийної машини для миття плодово–ягідної сировини (рис.1), яка може бути застосована у технологічних лініях виробництва соку на плодоконсервних заводах.

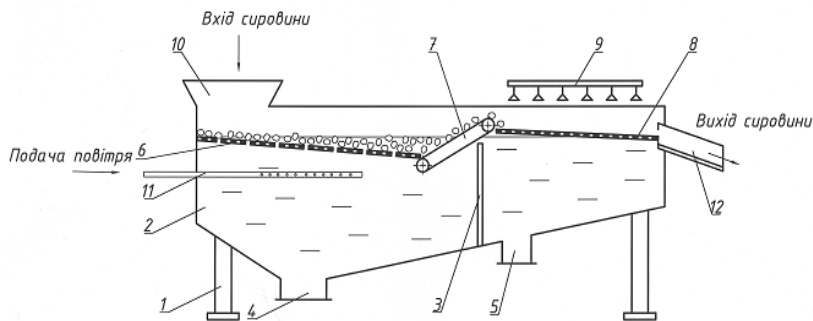


Рис.1. Схема вібраційної мийної машини

Вона складається з рами 1, на якій встановлена мийна ванна 2, розділена перегородкою 3 на дві зони: попереднього миття та ополіскування. У нижній частині мийної ванни є зливні патрубки 4 та 5 для відведення води, а у верхній частині – змонтований транспортно-мийний пристрій, який складається з окремих віброуючих перфорованих площадок 6, розташованих під кутом 3–5° до горизонту, похилого транспортера 7 для подачі плодів у зону ополіскування та решітчастої площадки 8, що здійснює зворотнo-поступальний рух.

Над сітчастою площадкою змонтований душовий колектор 9 для ополіскування плодів.

Машина має також завантажувальний бункер 10, пристрій для барботування повітря 11 та відповідний лоток 12.

Вібраційна мийна машина працює таким чином.

Перед початком роботи мийну ванну 2 заповнюють водою до певного рівня, потім вмикають душовий колектор 9 та механізм приводу віброуючих площадок.

Плоди через завантажувальний бункер 10 поступають у шар води, що знаходиться над віброуючими перфорованими площадками 6, розташованими у зоні попереднього миття з можливістю здійснювати вібраційні коливання почергово. Під дією вібрації віброуючих перфорованих площадок 6 плоди рівномірно розподіляються по всій їх ширині та переміщуються вздовж мийної ванни, що підвищує якість миття сировини. Інтенсифікація процесу миття досягається барботуванням повітря у шар води у мийній ванні через пристрій для барботування повітря 11. Завдяки цьому плоди добре перемішуються та відмиваються. Попередньо вимиті плоди похилим транспортером 7 подаються на сітчасту площадку 8 зони ополіскування, де вони ополіскуються чистою водою за допомогою душового колектора 9, а потім вивантажуються з мийної ванни через відповідний лоток 12. Перегородка 3 мийної ванни перешкоджає змішуванню води у різних зонах миття, а вода із зони ополіскування самопливом переливається у зону попереднього миття плодів.

Змінивши технологічні параметри: частоту коливань віброуючих перфорованих площадок, їх кут нахилу, швидкість транспортера, об'єм води на ополіскування, можна проводити миття всіх плодово-ягідних та овочевих культур.

Висновки. Запропонована конструкція вібраційної мийної машини дозволить інтенсифікувати процес миття, зменшити габаритні розміри обладнання та його енергоємність, забезпечити високу якість відмивання.

Література.

1. Гончаренко, Г.М. Технологічне обладнання консервних та овочепереробних виробництв: довідник/ Г.М. Гончаренко, В.В. Дуб, В.В. Гончаренко. – Київ: Центр учбової літератури, 2007. – 304 с
2. Машины и аппараты пищевых производств. В 2 кн. / С.Т. Антипов и др.; под ред. В.А. Панфилова. — М.: Высшая школа, 2001.
3. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості : підручник / Мирончук В. Г., Гулий І. С., Пушанко М.М. [та ін.]; за ред. В. Г. Мирончука. – Вінниця: Нова книга, 2007. – 648 с.
4. Ситников Е.Д., Качанов В.А. Оборудование консервных заводов. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. — 248 с.

УДК 667.11.004

© Т.О. Кузьміна, д.т.н.; С.С. Бабіч, к.т.н.; С.В. Бобирь
Херсонський національний технічний університет

ПРОБЛЕМИ ВИКОРИСТАННЯ ТА ЗБЕРІГАННЯ СОЛОМИ ЛЬОНУ ОЛІЙНОГО В УКРАЇНІ ТА ЗА КОРДОНОМ

У роботі розглянуто напрями використання сировини льону олійного та наведені методи зберігання лляної соломи (трести) з метою отримання однорідного волокна.

ЛЬОН ОЛІЙНИЙ, ЛЬНОСИРОВИНА, РУЛОН, ЗБЕРІГАННЯ.

Постановка проблеми. Стебло льону–кудряша й тим більше льону–межеумка містить, як і льон–довгунець, у луб'яній частині целюлозне волокно (до 50%). Це волокно до останнього часу ні в Україні, ні у світі промислово не використовувалося.

В Україні льон олійний здебільшого застосовують для отримання насіння, а солону спалюють або залишають на полях як добриво, що є недоцільним в умовах дефіциту целюлозовмісної сировини для різних галузей промисловості. Саме тому треба вдосконалювати існуючі технології зберігання місцевої льоносировини, використання якої дозволить зменшити витрати на виробництво нових видів продукції.

На сьогодні спостерігається збільшення посівних площ, відведених під льон олійний. За даними 2009 року, під льон олійний

було відведено у 8 разів більше посівних площ, ніж під льон-довгунець. Основними регіонами вирощування льону олійного є південні області України, хоча останнім часом площі під цією культурою збільшуються за рахунок областей центрального регіону. Урожайність насіння льону олійного в кращих господарствах перевищує 15–25 ц/га. Льон олійний в Україні збирають зернозбиральними комбайнами, прямим або роздільним комбайнуванням. Залишки соломи після видалення насіння спалюють, або загортають у ґрунт як добриво. В той же час світовий досвід показує, що доцільно займатися питаннями повної комплексної переробки соломи льону олійного. Тому досить актуальним є використання всього закладеного у рослині потенціалу: насіння, соломи та відходів у вигляді полови.

Найбільш раціональним на сьогодні є технологія роздільного збирання, коли при досягненні посівами льону ранньої жовтої стиглості його скошують у валки, а потім підбирають і обмолочують зернозбиральними комбайнами. Під час скошування льону олійного жатками для колосових культур, середня висота стерні становить 15 см. Така стерня надійно утримує валок, завдяки чому він провітрюється і рівномірно просихає.

Однак, на жаль, через відсутність технологій зберігання та переробки сировини з новими технологічними характеристиками льон олійний не використовується промисловістю в повному обсязі. В умовах неритмічної праці підприємств України проблема зберігання сировини є дуже актуальною.

Льон культивують у багатьох країнах світу. Близько 80 % посівних площ відведених під льон у світі, займає льон олійний. Серед зарубіжних країн найбільшими є площі посівів льону олійного в США, Індії, Канаді, Аргентині. Посіви льону олійних сортів досягають зараз 6 млн гектарів. У Канаді та Індії їх майже по мільйону гектарів. Канада планує значне збільшення посівів олійних сортів льону [1].

Зараз питанням використання соломи льону олійного займаються в багатьох країнах. Однак застосування волокна цього льону для "мішечного" виробництва зараз не актуально. Волокно льону олійного направляється для виробництва пульпи й паперу, а також для виготовлення нетканих матеріалів різного призначення й армування конструкційних полімерних матеріалів для автомобільної, авіаційної та інших галузей промисловості. З цією ж метою використовуються волокнисті відходи переробки льону-довгунця.

У Західній Канаді льон олійний традиційно культивується на 700–800 тис. га. Загальна кількість соломи льону олійного становить

близько 1 млн т, і тільки 15–20% цієї соломи застосовується для виробництва продукції спеціального призначення, головним чином цигаркового паперу. Більша частина соломи щорічно спалюється, тобто використовується як добриво.

Європа також виявляє велику зацікавленість у використанні натуральних рослинних волокон (таких як волокно льону олійного).

Фінляндія й Німеччина виробляють конструкційні матеріали, армовані льоноволокном. Північна Америка теж почала застосовувати композити з натуральних волокон. Компанія "Кембридж Індустрії" організувала виробництво автоматичних потокових ліній, що виготовляють "сендвічсандвіч" з нетканого полотна з натуральних волокон (льон, коноплі, джут) із прошарками поліуретанової піни. Продукція цих потокових ліній – панелі з композитів, що містять волокно льону олійного, має високі гігієнічні властивості й придатна для використання у виробничих приміщеннях молокозаводів та інших підприємств. Ці композиційні матеріали повинні витримувати великі силові навантаження і мати високу твердість і міцність, у тому числі в мокрому стані. Каркасні неткані полотна з волокна льону олійного в комбінації з іншими матеріалами, такими як волокна поліпропілену, поліестеру, бавовни, вовни та ін., можуть бути використані для ізоляції, фільтрації, в олійній і сироварній промисловості, для захисту від ерозії ґрунту в садівництві тощо [2].

Враховуючи закордонний досвід використання льону олійного, важливим і актуальним завданням сьогодення в Україні є розробка технологічного процесу зберігання соломи льону олійного з метою отримання однорідного волокна, й підвищення конкурентоспроможності нашої держави на світовому ринку в галузі льонарства.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Важливим фактором розвитку вітчизняних підприємств легкої промисловості є забезпечення їх високоякісною сировиною, яка б могла зберігатися тривалий час без псування. Це має сприяти стабільній праці та економічному розвитку підприємств.

В останні роки льону олійному приділяється велика увага багатьма вченими, але всі дослідження спрямовані переважно на переробку насіння. Також незначна кількість робіт присвячена переробці стебел соломи або трести льону олійного на волокно [3]. У той же час питанням зберігання сировини науковці практично не займалися. Дослідження, які здійснювалися до цього часу, були спрямовані на зберігання сировини льону олійного за технологією зберігання та переробки соломи або трести льону–довгунця. У

результаті в Україні до сьогодні не існує технології зберігання соломи льону олійного.

Мета дослідження – розробити технологію зберігання соломи льону олійного для отримання однорідного волокна та подальшого його використання в різних галузях промисловості.

Результати дослідження. Є декілька методів збирання та зберігання льоносировини (соломи, трести).

Традиційна технологія вирощування льону передбачає класичну комбайнову технологію збирання, яка є основною в Україні. Одержану солому або тресту зі стрічок формують у снопи або вручну в'яжуть у снопи. Снопи завантажують у транспортні засоби та транспортують на льонозаводи, де їх розвантажують вручну та складають снопи в скирти. У даному технологічному процесі значна кількість операцій передбачає ручну працю.

Останнім часом льоносіючі господарства активно застосовують більш ефективний спосіб збирання й переробки льону в рулонах, що дозволяє в 3–4 рази збільшити продуктивність праці в сільському господарстві, проводити збирання врожаю в сприятливих погодних умовах не допускаючи кількісних і якісних втрат сировини. Крім того, рулонна технологія дозволяє забезпечити механізацію всього комплексу робіт з формування рулонів, завантаження їх на транспортні засоби, перевезення на промислові підприємства, розвантаження й укладання для зберігання в криті складські приміщення [4].

Для того, щоб отримати високоякісну однорідну сировину, необхідно дотримуватися таких вимог до збирання льону в рулонах [5]:

- чистота посівів від бур'янів;
- вологість сировини що піддається пресуванню не повинна перевищувати 23%, але оптимальна – 19%, підсушування здійснюється шляхом обертання та установа в шатри;
- тресту пресують в рулони, розміщуючи прикореневу частину праворуч, а солому – ліворуч по ходу агрегату;
- середня щільність льоносоломи в рулонах 100–120 кг/м;
- стрічка в рулоні неперервна без сплутаних стебел;
- оптимальні параметри рулону – діаметр 1,5–1,6 м, товщина 1,0–1,3 м, маса 250–300 кг.

Збирання соломи (трести) льону олійного за рулонною технологією здійснюють згідно зі схемою (рис. 1). Рулони лляної сировини, сформовані прес-підбирачами ПРП–1,6, ПР–145С, ПРЛ–150, ПНП–3, ПРМ–1900, John Deere та інших марок, завантажуються в транспортні засоби фронтальним завантажувачем ПФ–0,5Т(П),

обладнаним пристроєм ПРУ-0,5/6, для захоплення рулону та переведення його у вертикальне положення [6].

Пакування льоносировини (снопи або рулони) перевозяться на завод для зберігання протягом року. Високоякісна сировина в рулонах зберігається в шохах або в закритих приміщеннях. Якщо наявних шох та місця в приміщеннях не вистачає, то рулони складають в штабелі під відкритим небом. Зверху рулони вкривають полімерною плівкою. Ці рулони переробляють в першу чергу. Подають сировину на переробку за допомогою розмотувача рулонів РР-2М, РЛУ-2. Сировину нижчої якості складають у скрти або стоги [7].

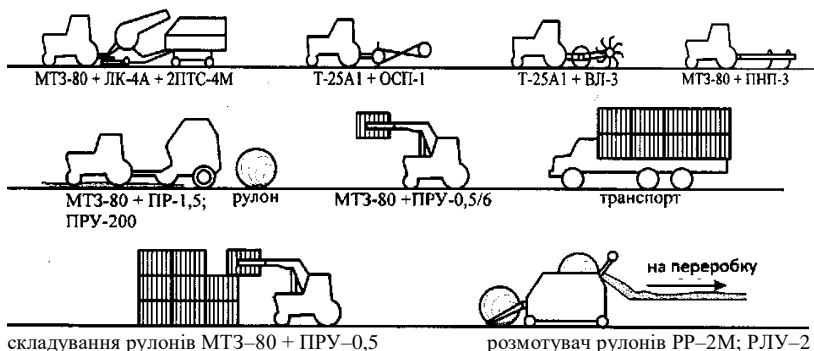


Рис. Технологічна схема збирання, приготування та реалізації сировини льону олійного

Під час закладання на зберігання матеріалу з підвищеною вологістю (25–35%) з метою збереження технологічних властивостей сировину обробляють пошарово вуглеамонійною сіллю в кількості приблизно 4% від маси сировини. Також сировину перед пакуванням обробляють консервантами, такими як формальдегід, ластанокс, енсипрон, перстерил тощо [8].

У разі потреби солому або тресту з місць зберігання перевозять у сировинний тамбур підприємства. Потім сировину сушать від заготівельної вологості 25–35% до 12–14% у спеціальних сушильних машинах типу СКП-1–10ЛУ та інших марок. Сушіння здійснюється теплим повітрям, що підігрівається калориферами.

Істотну шкоду під час зберігання соломи або трести завдають гризуни. Борються з ними родентицидним засобом або застосовують активне вентилування сировини безводним аміаком.

Під час зберігання льоносировини необхідно постійно стежити за вологістю та температурою всередині рулонів, скирт, стогів, штабелів.

Перевірку стану соломи або трести проводять один–два рази на місяць, а навесні – два рази на декаду.

Кожна скирта, стіг або рулон в шехах повинні бути проіндексованими в базі даних сировини. Зазначають час укладання, вагу, селекційний сорт, сорт–номер сировини, вологість та прізвище особи, відповідальної за укладання.

Під час дотримання всіх вимог нормативно–технічної документації та оптимальної організації процесу зберігання соломи або трести льону строком до одного року втрати від псування сировини будуть мінімальними [4,7].

Висновки: 1. Виходячи з того, що у світі продукти переробки льону олійного застосовують у різних сферах виробництва необхідно, вивчити досвід зарубіжних країн зі стандартизації та сертифікації цього виду сировини.

2. Використання технології збирання, реалізації, зберігання й переробки льоносировини в рулонах знижує витрати ручної праці, підвищує завантаження транспорту та продуктивність праці в сільському господарстві й на промислових підприємствах.

3. Для об'єктивної оцінки льоносировини необхідно проводити огляд стрічок льону перед пресуванням у рулони, відбирати зі стрічок проби для органолептичної оцінки за еталонами, а також проби від контрольних рулонів на льонозаводі для інструментальної оцінки.

4. Необхідно розробити технологію зберігання соломи льону олійного впродовж, якомога більш тривалого строку (двох або більше років) без псування сировини з метою отримання однорідного волокна.

Література

1. Горач О.О. Розробка технології одержання трести із соломи льону олійного з використанням штучного зволоження: Дис. на здобуття наук, ступеня канд. техн., наук: спец. 05.18.01 «Зберігання і технологія переробки зерна, виготовлення зернових і хлібопекарських виробів та комбікормів» / О.О. Горач. – Херсон, 2009. – С. 12–14.

2. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н. Масличный лен и его комплексное развитие. – М.: ЦНИИЛКА, 2000. – 49 с.

3. Пашин Е.Л., Федосова Н.М. Технологическое качество и переработка льна–межеумка / Е.Л. Пашин, Н.М. Федосова: Монография. - Кострома, ВНИИЛК, 2003. – С. 55–60 .

4. Совершенствование техники и технологии промышленности первичной обработки лубяных волокон: Сборник научных трудов /

Под ред. к.т.н. Мухи П.И., Криворучко В.А. – М.: ЦНИИТЭИ легпром, 1985. – С. 31–37.

5. ГОСТ 28285–89. Солома льняная. Требования при заготовках. – Взамен ГОСТ14897–69; Введ. 13.10.89. – М.: Издательство стандартов, 1990. – С. 1–2.

6. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование. – М.: Информ–Знание, 2002. – С. 61–63.

7. Гілязетдінов Р.Н., Москаленко Б.І. Рекомендації з підвищення ефективності первинної переробки льонотрести: Практичний посібник / За ред. Голобородька П.А. – Суми: Нота Бене, 2008. – С.12–13.

8. Коб'яков С.М., Березовський Ю.В. Використання консервантів при зберіганні льоносировини підвищеної вологості // Проблемы легкой текстильной промышленности Украины. – 2001. – № 5. – С. 295.

Рецензент д.т.н., проф. М.І. Валько

УДК 620.16.63

© Р. Д. Кузьмінський, к. т. н.; В.О. Василькевич
Львівський національний аграрний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ НАСІННЯ ОЛІЙНОГО ЛЬОНУ ПО СТАЛЕВИХ ПОВЕРХНЯХ РІЗНОЇ ШОРСТКОСТІ

Досліджено вплив шорсткості сталених поверхонь на значення коефіцієнта тертя ковзання насіння трьох сортів олійного льону в умовах сухого тертя. Наведено регресійні залежності для визначення середніх значень цього показника залежно від шорсткості сталених поверхонь.

НАСІННЯ ЛЬОНУ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ КОВЗАННЯ, СУХЕ ТЕРТЯ, СТАЛЕВІ ПОВЕРХНІ, ШОРСТКІСТЬ.

Постановка проблеми. Конструктивно–технологічні параметри машин та обладнання, зокрема шнекових пресів, які застосовують для холодного відтискання насіння льону з метою отримання високоякісної олії, що призначена для використання у харчовій промисловості та фармакології, суттєво залежать від фізико–

механічних властивостей насіння, зокрема від коефіцієнта тертя насінин по поверхнях робочих органів. Робочі органи шнекових пресів, виготовлені переважно із сталей різних марок або чавуну з використанням різних технологічних прийомів, а тому їх поверхні характеризуються різною чистотою обробки. Неточності у визначенні коефіцієнта тертя призводять до підвищення енерго– та матеріаломісткості обладнання, а також є причиною забивання робочої камери шнекових пресів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню фізико– механічних властивостей насіння сільськогосподарських культур присвячено багато робіт [1; 2]. Зокрема, стосовно насіння льону встановлено розміри насінин, коефіцієнти зовнішнього та внутрішнього тертя [1; 3].

Водночас в опублікованих результатах містяться переважно межі значень фізико–механічних властивостей для насіння окремих культур загалом, без урахування сортових відмінностей та без визначення характеру розподілу цих випадкових величин.

Зокрема, стосовно коефіцієнтів тертя встановлено, що вони залежать від значення відносної вологості насіння та розмірів насінин [1; 3]. Однак проведені дослідження стосувались значень коефіцієнтів тертя насіння в парах з різними матеріалами без урахування фізико–механічних властивостей поверхонь цих матеріалів.

Отже, є потреба уточнення коефіцієнтів тертя насіння олійного льону з урахуванням сортових відмінностей та властивостей поверхонь ковзання.

Мета дослідження. Завданням досліджень було визначити коефіцієнти тертя ковзання насіння найпоширеніших сортів олійного льону по сталевих поверхнях різної шорсткості.

Результати дослідження. Для досліджень було взято насіння трьох сортів олійного льону (Південна ніч, Айсберг, Могильовський–2) відносною вологістю $\psi = 10\text{--}13\%$. Визначення кута φ та коефіцієнта тертя ковзання f проведено на приладі відомої конструкції (рис. 1) [2; 4].

В якості поверхонь ковзання використано поверхні сталевих деталей, оброблені до шорсткості $Ra = 6,3$ мкм, $Ra = 2,5 - 1,25$ мкм, $Ra = 1,25 - 0,63$ мкм, $Ra = 0,32 - 0,16$ мкм. Різні значення шорсткості, які визначались за взірцями шорсткості, отримано за рахунок зміни режимів обробки поверхонь (фрезерування і шліфування).

Результати експериментальних досліджень опрацьовували методами математичної статистики [5; 6]: розраховували математичне сподівання $M[f]$ та середнє квадратичне відхилення $\sigma[f]$ значень

коефіцієнта тертя ковзання f , підбирали закон розподілу (рис. 2), можливість застосування якого перевіряли за статистичними критеріями згоди.

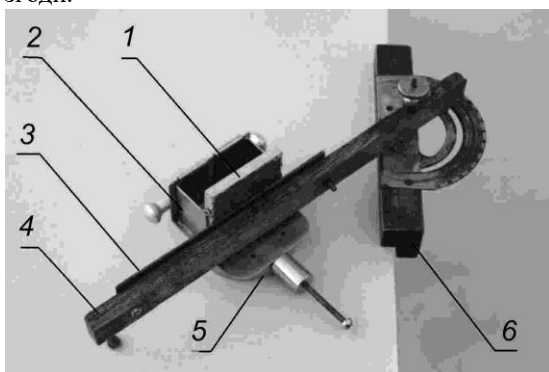


Рис. 1. Загальний вигляд приладу для визначення коефіцієнта тертя ковзання: 1 – брусок з досліджуваним матеріалом; 2 – каретка; 3 – поверхня ковзання; 4 – лінійка. 5 – самописець; 6 – напрямна колодка

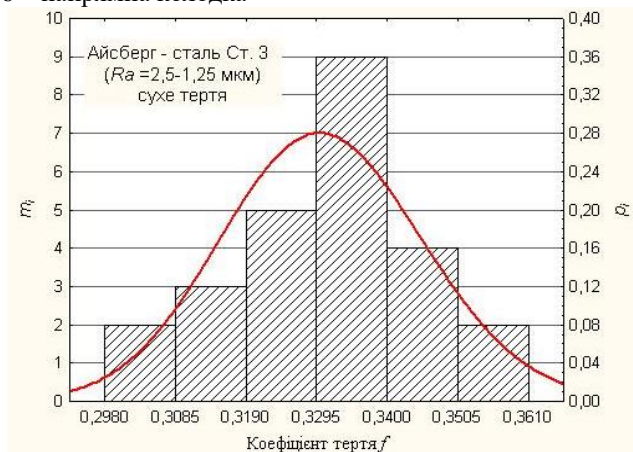


Рис. 2. Результати визначення розподілу значень коефіцієнта тертя ковзання насіння льону сорту Айсберг по сталевій поверхні шорсткістю $Ra = 2,5 - 1,25$ мкм

Результати аналізу отриманих значень коефіцієнта тертя ковзання насіння льону по сталевих поверхнях різної шорсткості в умовах сухого тертя подані в табл. 1.

Таблиця 1. Результати визначення коефіцієнта тертя ковзання насіння льону по поверхнях сталевих деталей різної шорсткості (сухе тертя)

Матеріал деталі	Шорсткість Ra	Сорт насіння льону	Коефіцієнт тертя ковзання f			
			f_{\min}	f_{\max}	$M[f]$	$\sigma[f]$
Сталь Ст3	6,3	Айсберг	0,317	0,363	0,33332	0,011898
		Могильовський -2	0,32	0,359	0,3392	0,011244
		Південна ніч	0,298	0,353	0,3296	0,015803
Сталь Ст3	2,5 – 1,5	Айсберг	0,298	0,361	0,33036	0,015182
		Могильовський -2	0,277	0,331	0,30752	0,012527
		Південна ніч	0,277	0,312	0,296	0,010611
Сталь Ст3	1,25 – 0,63	Айсберг	0,298	0,331	0,3116	0,0096
		Могильовський -2	0,277	0,321	0,3	0,011336
		Південна ніч	0,268	0,302	0,2864	0,010508
Сталь 40X	0,32 – 0,16	Айсберг	0,278	0,311	0,2926	0,009535
		Могильовський -2	0,247	0,291	0,26932	0,010606
		Південна ніч	0,218	0,261	0,23676	0,009413

Аналіз результатів за критерієм Вілкоксона [7] показав, що різниця значень коефіцієнтів тертя ковзання для різних сортів насіння олійного льону по сталевих поверхнях з однаковою чистотою обробки є статистично значимою для всіх значень Ra , що розглядались (рис. 3).

Водночас різниця значень коефіцієнтів тертя ковзання кожного із досліджуваних сортів насіння олійного льону є статистично значимою за критерієм Вілкоксона лише для чисто оброблених поверхонь $Ra \leq 6,3$ мкм (рис. 4).

Методами регресійного аналізу [8] отримано характер залежності коефіцієнта тертя ковзання насіння олійного льону різних сортів від шорсткості сталевих поверхонь (рис. 5) у вигляді

$$M[f] = a_0 + a_1 \cdot Ra + a_2 Ra^2,$$

де a_0 , a_1 і a_2 – коефіцієнти регресії (табл. 2); Ra – шорсткість поверхні, мкм.

Перевірка отриманих регресійних залежностей за критерієм Фішера не дала підстав для їх відхилення.

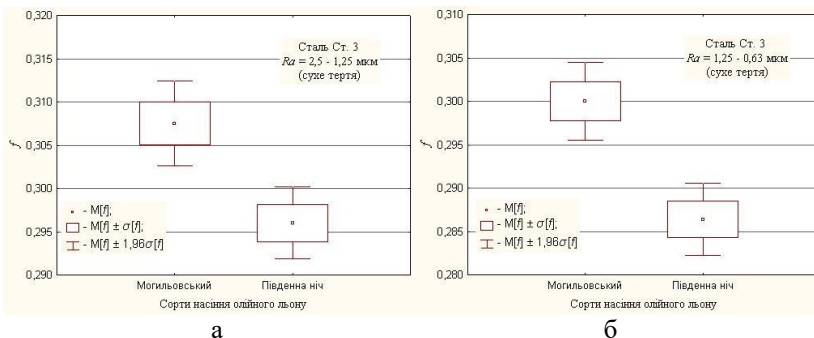


Рис. 3. Перевірка за критерієм Вілкоксона вибірок значень коефіцієнта тертя ковзання різних сортів насіння олійного льону по сталевих поверхнях (Ст. 3): а – шорсткістю $Ra = 2,5 - 1,25$ мкм; б – шорсткістю $Ra = 1,25 - 0,63$ мкм

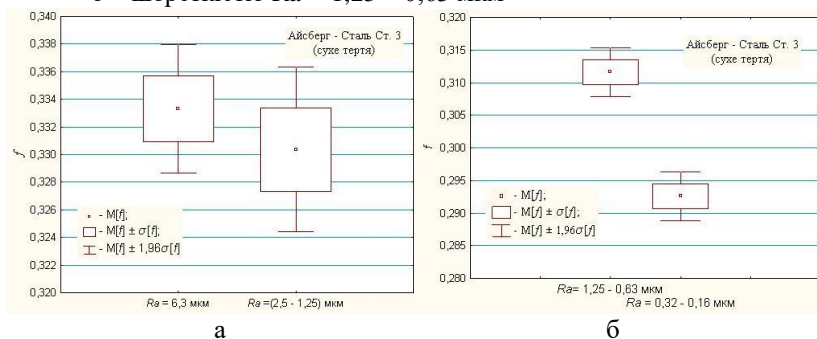


Рис. 4. Перевірка за критерієм Вілкоксона вибірок значень коефіцієнта тертя ковзання насіння льону сорту Айсберг по сталевих поверхнях різної шорсткості: а – статистично не значима різниця; б – статистично значима різниця

Таблиця 2. Значення коефіцієнтів регресії для різних сортів насіння олійного льону

Сорти насіння олійного льону	Коефіцієнти регресії		
	a_0	a_1	a_2
Айсберг	0,2848	0,0251	0,0028
Могильовський 2	0,2661	0,0229	0,0018
Південна ніч	0,2316	0,0376	0,0035

Як бачимо (рис. 5), шорсткість оброблених сталевих поверхонь найбільше впливає на значення коефіцієнта тертя ковзання насіння сорту Південна ніч, насінини якого мають найменші розміри.

Висновки. 1. Значення коефіцієнта тертя ковзання насіння льону суттєво залежить від шорсткості оброблених сталевих поверхонь, що слід враховувати під час проектних розрахунків машин і обладнання. 2. Оскільки різниці отриманих значень коефіцієнта тертя ковзання для різних сортів насіння олійного льону по сталевих

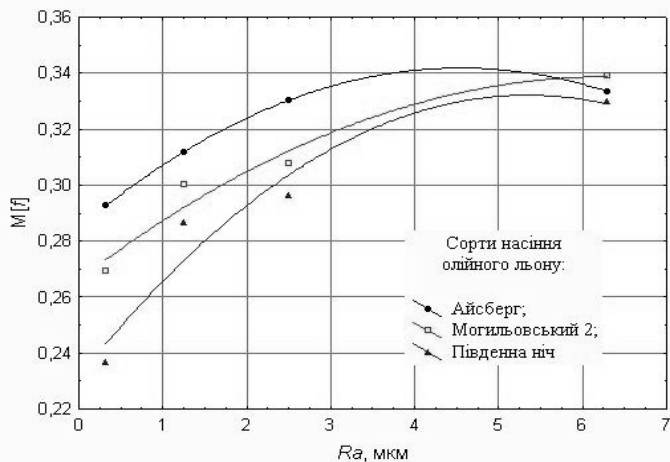


Рис. 5. Залежності математичного сподівання коефіцієнтів тертя ковзання насіння олійного льону досліджуваних сортів по сталевих поверхнях з різною чистотою обробки

поверхнях з однаковою чистотою обробки виявились статистично значимими, то в довідкових даних доцільно наводити цей показник з урахуванням сортових відмінностей. 3. Найбільш суттєво сортові відмінності виявляються для коефіцієнта тертя ковзання насіння льону по сталевих поверхнях з високою чистотою обробки.

Література

1. Шубин И. Н. Технологические машины и оборудование. Сыпучие материалы и их свойства: Учеб. пособие / И. Н. Шубин, М. М. Свиридов, В. П. Таров. – Тамбов : Изд-во Тамб. гос. техн. ун-та, 2005. – 76 с.
2. Хайлис Г. А. Механика растительных материалов / Г. А. Хайлис. – Киев : УААН, 1994. – 150 с.
3. Акаева Т.К., Петрова С.Н. 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.

4. Храпч Е. И. Приборы для изучения физико–механических свойств сельско–хозяйственных материалов / Е. И. Храпч. – М. : Колос, 1994. – 100 с.

5. Брандт З. Анализ данных. Статистические и вычислительные методы для научных работников и инженеров / З. Брандт. – М. : Мир, 2003. – 686 с.

6. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы обработки данных / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М. : Мир, 1980. – 610 с.

7. Поллард Дж. Справочник по вычислительным методам статистики : Пер. с англ. / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М. : Финансы и статистика, 1982. – 344 с.

8. Дрейпер Н. Прикладной регрессионный анализ. В 2–х кн. Кн. 1 / Н. Дрейпер, Г. Смит. – М. : Финансы и статистика, 1986. – 366 с.

Рецензент д.т.н., проф. В.М. Гайдучок

УДК 631.3

© Р.Д. Кузьмінський, к.т.н.; О.Р. Соколовський, к.т.н.
Львівський національний аграрний університет

АЛГОРИТМ ПРОЕКТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ, ЯКІ ВИКОНУЮТЬ НА СТАЦІОНАРНИХ ПОСТАХ

Викладено алгоритм проектування технологічних процесів, що виконуються на стаціонарних постах, який базується на використанні теорії графів і розкладів.

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ, СТАЦІОНАРНІ ПОСТИ, ПРОЕКТУВАННЯ, АЛГОРИТМ.

Постановка проблеми. Значну частину робіт на підприємствах сільськогосподарського машинобудування, зокрема складання техніки, з огляду на значні габаритні розміри машин і дрібносерійний характер виробництва, виконують на стаціонарних постах. Тому проектні рішення стосовно параметрів виробничої структури таких технологічних процесів (ТП) мають значний вплив на ефективність виробництва в цілому.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Класичне формулювання задачі проектування полягає у визначенні для заданої програми W_p основних параметрів ТП (кількості постів K_p , кількості робітників u , кількості обладнання різних типів K_r). Такі розрахунки виконують переважно на підставі трудомісткості, не враховуючи різну тривалість операцій, або ж, у кращому випадку, за результатами нормування операцій, не беручи до уваги обмеження на черговість їх виконання [1].

Кращий опис структури ТП забезпечує використання сіткових моделей, однак вони більш придатні для визначення тривалості ТП та оперативного управління виробництвом [2; 3].

З метою ґрунтовного урахування обмежень на черговість виконання операцій запропоновано відтворювати структуру ТП у вигляді неупорядкованих моделей з використанням теорії графів. Методика побудови неупорядкованих моделей достатньо розроблена [4].

Визначення параметрів ТП, що виконуються на стаціонарних постах, з використанням теорії розкладів [5; 6] вперше було застосовано для аналізу ТП поточного ремонту тракторів [7].

Подальші дослідження показали, що в задачах оптимального проектування параметри ТП дискретного матеріального виробництва є взаємозалежними [8]. На жаль, жодна з чинних методик проектування ТП, які виконуються на стаціонарних постах, не враховує цього взаємозв'язку.

Мета дослідження. Метою досліджень було розробити алгоритм проектування ТП, які виконуються на стаціонарних постах, з урахуванням обмежень на черговість виконання операцій та взаємозалежності параметрів ТП.

Результати дослідження. У теорії проектування процесів дискретного матеріального виробництва важливе значення має перехід від неупорядкованої моделі процесу, яка відтворює перелік і можливу послідовність виконання операцій без урахування програми випуску продукції W_p , до впорядкованої моделі процесу – розкладу виконання операцій робітниками на робочих місцях з використанням різного обладнання. Такий розклад враховує програму випуску продукції W_p , визначає послідовність виконання операцій, а для кожної операції – місце її виконання, моменти початку та закінчення, можливу затримку початку виконання.

Для викладу алгоритму проектування розглянемо достатньо просту тестову неупорядковану модель ТП – зважений орієнтований граф G_{TP} (X_{TP} , Y_{TP}), множина вершин якого X_{TP} символізує елементарні

технологічні операції, а множина ребер $Y_{\text{ТП}}$ – вказує на характер взаємозв'язків між ними (рис. 1). Така модель, яка будується з урахуванням особливостей конструкції машин, можливостей технології та обладнання, визначає перелік і можливу послідовність виконання операцій, а також розподіл операцій по робочих зонах – частинах простору навколо об'єкта праці, де одночасно може перебувати лише один робітник. Кожній операції a_x окрім тривалості b_x , надають характеристику орієнтуючого зв'язку r_x , який вказує на потребу використання обладнання певного типу (преса, гайкокрута, зварювального трансформатора тощо). За результатами побудови невпорядкованої моделі ТП визначають важливий динамічний показник ремонтпридатності – мінімальну можливу тривалість процесу $T_{\text{т.п. min}}$.

Тестова модель ТП включає десять операцій, що виконуються трьома різними типами обладнання та розташовані в п'яти робочих зонах (рис. 1). Можлива послідовність їх виконання формалізовано описується матрицею інцидентності ребер зваженого орієнтованого графа $G_{\text{ТП}}(X_{\text{ТП}}, Y_{\text{ТП}})$.

Впорядкування моделі для ТП, які виконують на стаціонарних постах, здійснюють методом адресації – розподілом усієї множини операцій між заданою кількістю робітників u , заданою кількістю ремонтно-технологічного обладнання кожного типу K_r і заданою кількістю постів K_f (відповідає максимальному значенню фронту робіт f_{max}), з урахуванням обмежень на черговість виконання операцій, яка задана невпорядкованою моделлю $G_{\text{ТП}}(X_{\text{ТП}}, Y_{\text{ТП}})$.

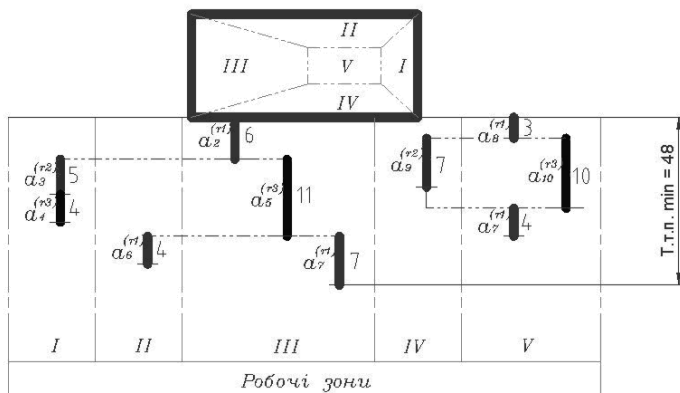


Рис. 1. Невпорядкована модель ТП: $a_2^{(r1)}$ – друга операція, що виконується першим типом обладнання ($r1$) у третій (III) робочій зоні

Критерієм розподілу операцій є досягнення для визначених умов максимальної продуктивності Q , тобто мінімізація тривалості такту τ , який для ТП, що відбуваються на стаціонарних постах, виражений неявно.

Зрозуміло, що результат упорядкування суттєво залежатиме від методики вибору та розподілу операцій – алгоритму впорядкування. Не вдаючись у деталі теорії розкладів, прийmemo, що для дискретного виробництва, яке характеризується скінченною кількістю операцій та скінченими цілочисельними значеннями параметрів процесу (u, K_r, K_f), оптимальний розклад, який забезпечує досягнення максимальної продуктивності ($Q \rightarrow \max$), можна отримати повним перебором скінченної кількості всіх можливих варіантів розподілу операцій. Важливо зазначити, що розклади праці робітників S_u , розклади роботи кожної одиниці обладнання певного типу S_r та розклад виконання операцій над об'єктами праці S_f потрібно формувати одночасно, оскільки вони є взаємопов'язаними.

Алгоритм проектного розрахунку передбачає послідовну реалізацію таких кроків:

1. Вибирають першу ($i = 1$) елементарну виробничу структуру, для якої кількість обладнання кожного типу дорівнює одиниці ($K_{r1} = K_{r2} = K_{r3} = \dots = 1$ од.).

2. Приймають $K_f = 1$ пост.

3. Приймають одного робітника $u = 1$ чол.

4. Одночасно формують розклади S_u, S_r та S_f .

Для елементарної виробничої структури для $u = 1$ чол. такі розклади будуть очевидними, оскільки всі операції виконуватимуться тільки послідовно.

5. За результатами побудови розкладів S_u, S_r та S_f визначають тривалість технологічного процесу $T_{т.п.}$ (інтервал часу від початку та до закінчення всіх технологічних дій), тривалість технологічного циклу $T_{ц}$ (найменший інтервал часу, через який ТП може циклічно повторюватись на посту), такт τ і розраховують продуктивність Q .

У разі використання одного поста ($f = 1$) тривалість ТП $T_{т.п.}$ збігатиметься з тривалістю технологічного циклу $T_{ц}$ і з тривалістю такту τ (що визначає продуктивність $Q_{f=1}$).

6. Знаючи параметри ТП (K_f, K_r, u, f), габаритні розміри об'єктів праці, технічні характеристики обладнання різних типів, тривалості операцій, переходять до розрахунку необхідних виробничих площ F , витрат електроенергії, стисненого повітря тощо.

7. Враховуючи заробітну плату робітників, вартість обладнання, ціну електроенергії, визначають приведені технологічні

витрати $Z_{\text{ПР}}^{\text{ТЕХ}}$ та технологічну собівартість $PZ_{\text{ПР}}^{\text{ТЕХ}}$ для визначеної продуктивності Q [1].

8. Далі збільшують кількість робітників ($u := u + 1$) та повертаються до кроків 4–7.

Розклади виконання операцій двома робітниками ($u = 2$ чол.) для елементарної виробничої структури ($K_{r1} = K_{r2} = K_{r3} = 1$ од., $K_f = 1$ пост) подано на рис. 2.

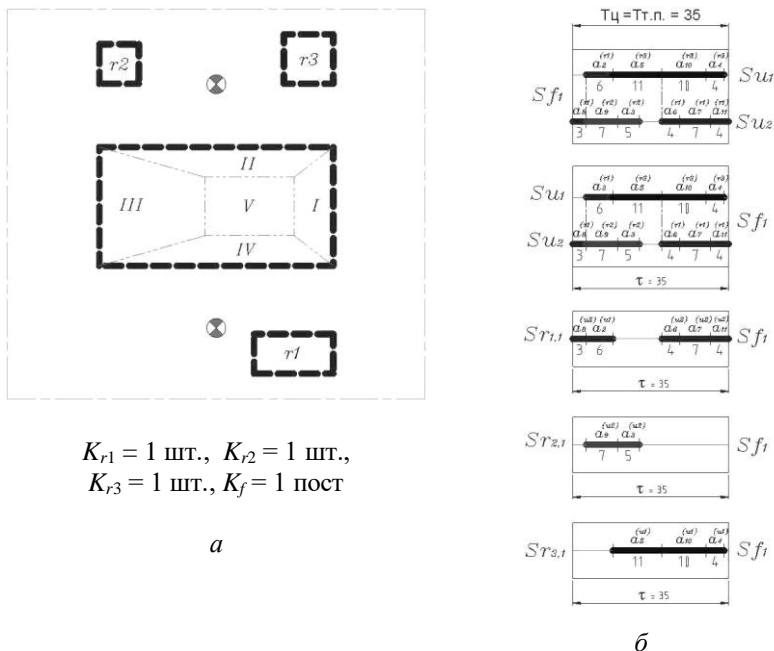


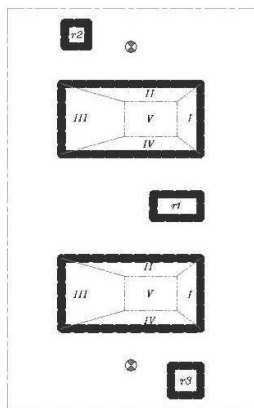
Рис. 2. Схема планування елементарної виробничої структури (а) та розклади виконання операцій (б) над об'єктом праці Sf_1 , розклади праці двох робітників Su_1 і Su_2 та окремих j -х одиниць обладнання різних типів $Sr_{j,1}$

9. Якщо кількість робітників дорівнює кількості робочих зон або ж подальше збільшення кількості робітників не забезпечує скорочення тривалості технологічного циклу (зростання продуктивності), то переходять до збільшення кількості постів $K_f := K_f + 1$ і повертаються до кроків 3–8.

Збільшення кількості постів на одиницю допускає зміну черговості виконання операцій, що зумовлена невпорядкованою моделлю ТП. Таким чином можна досягнути зменшення тривалості

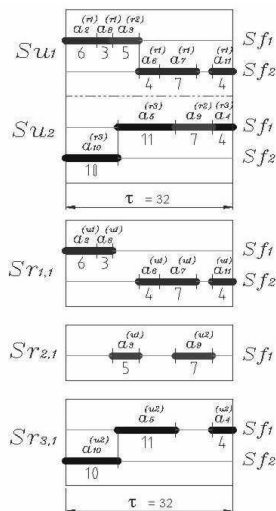
технологічного циклу $T_{ц}$, а тому і зменшення такту $\tau = T_{ц} / f$, відповідно, зростання продуктивності $Q_{f=2} > Q_{f=1}$.

Розклади виконання операцій двома робітниками ($u = 2$ чол.), розклад виконання операцій над двома об'єктами на двох постах ($K_f = 2$ пости) та розклади роботи обладнання різних типів ($K_{r1} = K_{r2} = K_{r3} = 1$ од.) подано на рис. 3.

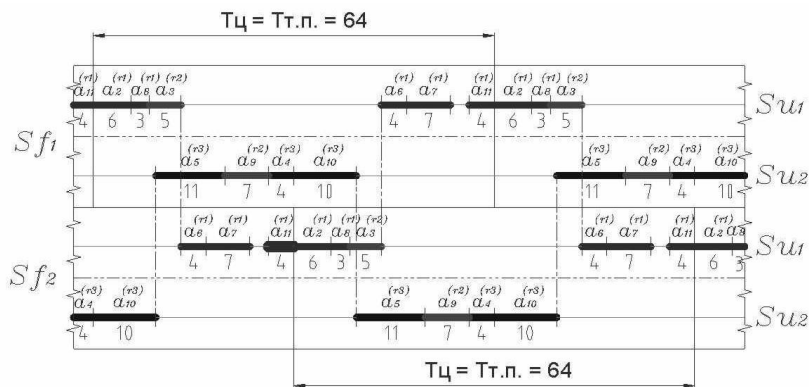


$K_{r1} = 2$ шт., $K_{r2} = 1$ шт.,
 $K_{r3} = 1$ шт., $K_f = 2$ пости

а



б



в

Рис. 3. Схема планування елементарної виробничої структури (а) та розклади праці двох ($u = 2$ чол.) робітників S_{u1} і S_{u2} , окремих одиниць обладнання різних типів S_r (б), розклади виконання операцій над двома об'єктами праці S_{f1} і S_{f2} (в)

10. Збільшення кількості постів припиняють у тому разі, коли це не забезпечує подальшого зростання продуктивності.

Далі ускладнюють виробничу структуру, збільшуючи кількість обладнання того типу, яке обмежує продуктивність, на одиницю ($K_r := K_r + 1$), та продовжують аналіз, повертаючись до кроків 2–9.

11. Критерієм припинення процедури проектування є досягнення заданої максимальної продуктивності Q_{max} .

Якщо результати проектних розрахунків занести в таблицю та впорядкувати, то отримують параметричний ряд виробничих структур технологічних постів різної продуктивності (табл.).

Таблиця. Параметричний ряд виробничих структур технологічних постів

i	Q_p , од.	Виробнича структура				f , од.	u , чол.	Z , грн.	PZ , грн.		
		K_f , од.	$K_{r=1}$, од.	...	$K_{r=p}$, од.						
I	$q_{I,min}$	1	1	...	1	1	1	$z_{I,min}$	$pz_{I,1}$		

	$q_{I,max}$					1	$u_{I,max}$	$z_{I,max}$	$pz_{I,j1}$		
II	$q_{II,min}$	2	1	...	1	1	1	$z_{II,min}$	$pz_{II,1}$		
	
	$q_{II,max}$					2	$u_{II,max}$	$z_{II,max}$	$pz_{II,j2}$		
...		
n	$q_{n,min}$	$K_{f,n}$	$K_{r1,n}$...	$K_{rp,n}$	1	1	$z_{n,min}$	$pz_{n,1}$		
	
	$q_{n,max}$					$K_{f,n}$	$u_{n,max}$	$z_{n,max}$	$pz_{n,jn}$		

Зазначимо, що в межах сталої виробничої структури ($K_f = const, K_r = const$) можна змінювати продуктивність, змінюючи кількість робітників.

Окрім того, за результатами синтезу параметричного ряду для кожної i -ої виробничої структури можна визначити оптимальну продуктивність $q_{i,opt}$, яка забезпечує досягнення умови $pz_i \rightarrow \min$.

Висновки. 1. Використання теорії графів уможливило більш повне врахування обмежень на черговість виконання операцій ТП за рахунок додаткового розгляду орієнтованих на використання обладнання певного типу зв'язків. 2. Оскільки розклади праці робітників S_u , роботи кожної одиниці обладнання різних типів S_r та розклади виконання операцій над об'єктом праці S_f формуються одночасно, то під час проектування враховується взаємозалежність параметрів ТП, що неможливо в разі використання класичної методики проектного розрахунку за трудомісткістю робіт чи в разі використання

сітьових моделей. 3. Результатом проектування ТП з використанням теорії графів і розкладів є параметричний ряд виробничих структур технологічних постів різної продуктивності, який уможливорює обґрунтований вибір варіанта виробничої структури для прогнозованої програми випуску продукції. 4. Використання параметричного ряду уможливорює оперативне управління роботою стаціонарних постів шляхом зміни чисельності виконавців і фронту робіт у разі короткочасних кон'юнктурних змін програми випуску продукції. 5. Застосування теорії розкладів для проектування ТП, які виконують на стаціонарних постах, створює передумови для автоматизації розробки технологічної документації, а саме маршрутних і операційних карт.

Література

1. Мельников Г. Н. Проектирование механосборочных цехов / Г. Н. Мельников, В. П. Вороненко. – М. : Машиностроение, 1990. – 350 с.
2. Сыроежин И. М. Албука сетевых планов. - Випуск 1 / И. М. Сыроежин. – М. : Экономика, 2006. – 150 с.
3. Сыроежин И. М. Математика сетевых планов. - Випуск 2 / И. М. Сыроежин. – М. : Экономика, 2007. – 165 с.
4. Кузьмінський Р. Д. Конструктивно–технологічний базис процесів ремонту коробок передач зернозбиральних комбайнів / Р. Д. Кузьмінський // Наукові і практичні аспекти агропромислового виробництва та розвитку сільських регіонів: Матеріали міжнар. наук.–практ. форуму, 22–24 вересня 2010 р. – Львів : Львів. нац. агроуніверситет, 2010. – С. 458 – 467.
5. Танаев В. С. Теория расписаний. Одностадийные системы / В. С. Танаев, В. С. Гордон, Я. М. Шафранский. – М. : Наука, 1984. – 384 с.
6. Танаев В. С. Теория расписаний. Многостадийные системы / В. С. Танаев, Ю. Н. Сотсков, В. А. Струсевич. – М. : Наука, 1989. – 328 с.
7. Тимочко В. О. Ефективні виробничі структури дільниць поточного ремонту тракторів класів 0,9 і 1,4 : дис. ... канд. техн. наук. – Львів, 1994. – 241 с.
8. Кузьмінський Р. Структура, параметри та ефективність технологічних процесів ремонту / Р. Кузьмінський // Вісник Львівського держ. аграрного університету : Агроінженерні дослідження, 2005. – № 9. – С. 50 – 60.

Рецензент д.т.н., проф. М.С. Козут

УДК 633.521:631.172

© А.С. Лімонт, к.т.н.

Житомирський національний агроєкологічний університет

УМОВИ РАЦІОНАЛЬНОГО ВИКОРИСТАННЯ МАШИННИХ АГРЕГАТІВ НА ЗБИРАННІ ЛЬОНОТРЕСТИ

Узагальнено результати досліджень про параметри розстелюваної комбайном стрічки льоносоломи, що визначають умови використання машинних агрегатів на підніманні трести. Досліджено вплив швидкості руху льонозбирального комбайнового агрегату і висоти брання на чистоту очісування стебел. Розташування розстелених стебел оцінено кутом їх нахилу до напрямку руху агрегату.

ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ЗБИРАННЯ, КОМБАЙН, СОЛОМА, СТРІЧКА, СТЕБЛО, ОЧІСУВАННЯ, РОЗТЯГНУТІСТЬ, НАХИЛ.

Постановка проблеми. В комплексі механізованих операцій з вирощування і збирання льону–довгунця одне з вирішальних місць, що визначає якість волокнистої складової урожаю, належить приготуванню трести, включаючи і її збирання [1]. На виконання цих операцій використовують обертачі і подвоювачі стрічок, ворущарки та власне засоби піднімання трести. Ефективність використання таких засобів механізації залежить від першопочаткової характеристики стрічки соломи, розстеленої комбайном на льонищі. У цій статті зроблена спроба висвітлити деякі параметри стрічки, що визначають умови використання машинних агрегатів на збиранні льонотрести та дозволяють з'ясувати низку питань з проблеми механізованого виробництва льону–довгунця.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Якість укладання розстелених стрічок соломи льону–довгунця характеризують щільністю, що визначає кількість стебел на 1 м довжини стрічки або ж масу 1 м стрічки. Крім того, до показників якості стрічки відносять недоочісування коробочок зі стебел та їх розтягнутість і кут нахилу. Щільність стрічки оцінювало значне число дослідників, наприклад, М.К. Діденко і В.П. Дорошенко [2] під час вивчення роздільного збирання льону–довгунця. Відомі і інші дослідники цього питання.

Якість розстеленої стрічки визначає і чистота очісування стебел. З цим показником перш за все пов'язують втрати насіння від недоочісування. Проте чистота очісування визначає і збережаність сировини при первинній переробці волокнистої складової урожаю. Річ

в тому, що ще Н.А. Лазаркевич [3], оцінюючи досвід льонарів Бельгії, вказував, що останні з метою підвищення якості та збільшення виходу волокна витримували сировину перед переробкою один, два чи три роки. Неочісані зі стебел коробочки з насінням є принадою для мишей, які з'їдаючи насіння, пошкоджують та псують і руйнують стебла соломи чи трести при їх зберіганні.

Розтягнутість стрічки під час збирання льону–довгунця комбайнами вивчали М.Н. Биков [4], А.Ю. Горбовий [5], О.О. Налобіна [6], Г.А. Хайліс і В.О. Шейченко [7]. За [8] «... менше розтягування стебел у стрічці ... є сприятливою передумовою для роботи обертачів та підбирачів трести» (с. 16). Збільшення розтягнутості стрічки при використанні обертачів за агротехнічними вимогами не повинно перевищувати 5%. Під час використання обертачів ОСН–1 розтягнутість зростає до 1,9%, ОСН–1А – на 1,0...3,0%, а ОЛП–1 – до 1,3%. Застосування ворущарок ВЛ–2 на ворущинні стрічок спричинює збільшення їх розтягнутості на 6,0%. Під час використання ворущарок ВАТ «Львівагромашпроект» ВРЛ–3 збільшення розтягнутості стрічок не виявлено. Випробування навісного подвоювача стрічок льону СД–2 показали, що під час його використання розтягнутість стрічок за їх обертання зростає на 2,9...3,8%, під час подвоювання – на 17,7...18,3%, а потроюванні – на 22,1...28,8% [8].

За [9] під час збирання льону–довгунця, починаючи від розстилення стрічки і завершуючи виконанням операцій, що пов'язані з приготуванням трести, важливо забезпечити паралельність стебел в розстеленій стрічці. Тільки за такої умови під час переробки трести можна одержати цінне довге волокно. За дослідженнями [10] перекіс стебел в стрічці залежно від досліджуваних факторів змінювався від 5 до 25°, а мінімальне його значення дорівнювало близько 5°. За агротехнічними вимогами [8] збільшення кута відхилення стебел в стрічці, що пов'язане з використанням обертачів стрічки, не повинно перевищувати 5%. За даними випробувань використання обертача ОСН–1 викликало збільшення кута відхилення стебел на 1,4...2,7%, обертача ОСН–1А – на 2,8...5,2%, а обертача ОЛП–1 – на 0,8...1,8%.

Дослідженням якості роботи льонокомбайнів та визначенням режимів їх використання займалися [4, 11] та ін. Проте з огляду літературних джерел видно, що визначення експлуатаційних режимів і регульовальних параметрів льонозбирального комбайна, які визначають якість укладання стебел в стрічці за їх кутом нахилу до напрямку руху агрегату, вимагає подальших досліджень. Крім того аналіз теоретичних основ формування рулонів льонотрести пресами [12] засвідчив про підвищення вимоги до параметрів стрічки

льоносоломи. Докт. техн. наук О.О. Налобіна [13], розглядаючи методологічні засади формування технологічного процесу збирання льону–довгунця, серед якісних показників використання відповідних технічних засобів, що вимагають визначення, вказує на розтягнутість стрічки та перекіс стебел в ній.

Мета дослідження полягала у пошуку умов раціонального використання машинних агрегатів на виконання комплексу механізованих операцій, що передбачені технологією приготування льонотрести росіяним мочінням. *Завдання дослідження:* 1) дослідити чистоту очісування стебел залежно від швидкості руху льонозбирального комбайнового агрегату і висоти брання льону–довгунця; 2) проаналізувати зміну розтягнутості стебел в стрічці залежно від швидкості руху агрегату з урахуванням висоти брання; 3) визначити зміну кута нахилу стебел в стрічці з урахуванням експлуатаційних режимів і регулювальних параметрів льонозбирального комбайна.

Об'єкт і методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес розстилання соломки льону–довгунця в стрічку на льонищі під час використання льонозбирального комбайнового агрегату в реальних умовах збирання культури. Збирали льон–довгунець середньостиглого сорту у фазі ранньої жовтої під час переходу до жовтої стиглості агрегатом у складі трактора класу 1,4 і комбайна ЛК–4Т та причепа 2ПТС–4М. Комбайновий агрегат використовували на швидкостях руху 6,2; 9,4 і 12,6 км/год за висоти брання на кожній із швидкостей 200 мм, 265 і 330 мм. Розстилальний щит комбайна встановлювали у верхнє і нижнє положення. Урожайність льону–довгунця та параметри стеблостою визначали за методикою [14], а швидкість руху агрегата, висоту брання, чистоту очісування і розтягнутість стрічки – за методиками, що наведені у праці [15]. Кут укладання стебел в стрічці вимірювали за допомогою спеціально виготовленого металевго транспортира з наклеєною на півкруговому кільці паперовою шкалою. Обробка експериментальних даних здійснена з використанням методів математичної статистики [16, 17, 18, 19] та типових комп'ютерних програм.

Результати досліджень. Стеблостій льону–довгунця, який збирали в процесі проведення досліджень, характеризувався такими параметрами. Розподіл урожайності насіння коливався в межах 2,8...12,6 ц/га за середнього арифметичного значення 6,2 ц/га. Урожайність соломки коливалася від 27,1 до 77,8 ц/га, а її середнє арифметичнє значення дорівнювало 45,8 ц/га. Нульовє значення кута характеризувало розташування стебел перпендикулярно до напрямку

руху агрегата. Значення кута з плюсом визначало розташування стебел гузирями в бік напрямку руху, а з мінусом – у зворотний, тобто протилежний бік щодо напрямку руху.

З використанням дисперсійного аналізу перевірили нульову гіпотезу щодо неістотності відмінностей між середніми арифметичними значеннями чистоти очісування стебел на різних швидкостях руху агрегата та висотах брання льону–довгунця. Порівняння (табл. 1) спостережуваних (розрахункових) F -критеріїв з критичними (табличними) [19], які взяті на рівні значущості 0,05, свідчить про заперечення і відхилення нульової гіпотези щодо неістотності відмінності між середніми арифметичними значеннями чистоти очісування за варіантами дослідів. Отже, статистично доведено вплив швидкості руху агрегата і висоти брання та їх взаємодії на чистоту очісування стебел.

Таблиця 1. Результати дисперсійного аналізу щодо визначення впливу швидкості руху агрегату v_p (км/год) і висоти брання h_b (мм) на чистоту очісування $Ч_{оч}$ (%) стебел

Джерело мінливості	Сума квадратів	Число ступенів вільності	Середній квадрат	F -критерій	
				спостережуваний	критичний
Швидкість руху v_p	23,99	2	11,99	8,56	3,37
Висота брання h_b	85,51	2	42,75	30,53	3,37
$v_p \times h_b$ – взаємодія	17,32	4	4,33	3,09	2,74
Помилка	37,96	27	1,40	–	–
Сума	164,78	35	–	–	–

У графічному поданні зміну чистоти очісування залежно від швидкості руху та висоти брання наведено на рисунку.

З наведених графіків видно, що чистота очісування стебел залежно від досліджуваних факторів описується параболічними кривими другого порядку. При цьому зміна чистоти очісування залежно від швидкості руху агрегата відбувається за увігнутими параболоми на досліджуваних висотах брання, а залежно від висоти брання – за випуклими параболоми на досліджуваних швидкостях руху. Рівняння парабол, що описують зміну чистоти очісування $Ч_{оч}$ (%) залежно від швидкості руху v_p (км/год) льонозбирального комбайнового агрегата, мають вигляд:

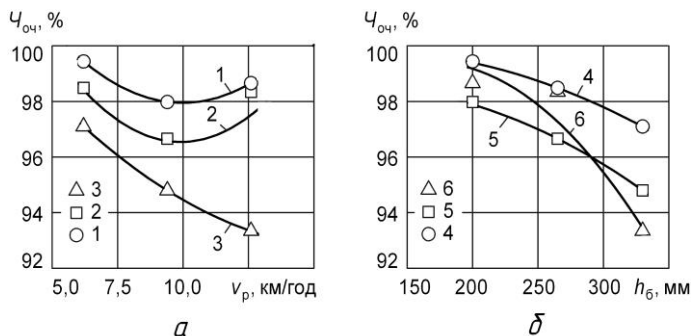


Рис. Вплив швидкості руху v_p льонозбирального комбайнового агрегату (а) і висоти брання $h_б$ (б) льону–довгунця на чистоту очісування $Ч_{оч}$ стебел: 1 – висота брання 200 мм; 2 – те ж 265 мм; 3 – висота брання 330 мм; 4 – швидкість руху агрегату 6,2 км/год; 5 – те ж 9,4 км/год; 6 – швидкість руху агрегату 12,6 км/год

– за висоти брання $h_б = 200$ мм

$$Ч_{оч} = 108,366 - 2,086 v_p + 0,1045 v_p^2; \quad (1)$$

– за висоти брання $h_б = 265$ мм

$$Ч_{оч} = 109,918 - 2,682 v_p + 0,13525 v_p^2; \quad (2)$$

– за висоти брання $h_б = 330$ мм

$$Ч_{оч} = 103,947 - 1,359 v_p + 0,0410 v_p^2. \quad (3)$$

У рівняннях (1...3) коефіцієнти регресії, що стоять перед оцінною факторіальною ознакою, якою є швидкість руху агрегату в першій степені, мають від'ємні значення. Криві зміни чистоти очісування залежно від швидкості руху агрегату за висоти брання 200 і 265 мм мінімізуються на швидкості руху, що орієнтовно становить 10 км/год. В межах досліджуваних швидкостей руху за висоти брання 330 мм із підвищенням швидкості чистота очісування стебел погіршується і на вказаній висоті брання є найменшою у порівнянні з чистотою очісування за менших значень висоти брання.

Параболічні криві зміни чистоти очісування залежно від висоти брання $h_б$ (мм) льону–довгунця на різних швидкостях руху агрегату описуються такими рівняннями:

– на швидкості руху 6,2 км/год

$$Ч_{оч} = 99,18935 + 0,0124 h_б - 5,6805 \cdot 10^{-5} h_б^2; \quad (4)$$

– на швидкості 9,4 км/год

$$C_{\text{оч}} = 70,135 + 0,254h_6 - 5,562 \cdot 10^{-4}h_p^2; \quad (5)$$

– на швидкості 12,6 км/год

$$C_{\text{оч}} = 93,043 + 0,076h_6 - 2,266 \cdot 10^{-4}h_p^2. \quad (6)$$

На наведених рівнянь (4...6) видно, що коефіцієнти регресії при квадратів аргумента h_p^2 мають від’ємні значення, що є ознакою можливої максимізації чистоти очісування залежно від висоти брання. Проте в діапазоні досліджуваних висот брання з їх збільшенням чистота очісування сповільнено знижується. Найкраща чистота очісування в умовах досліді спостерігалася під час використання комбайна, що брав льон–довгунець на висоті 200 мм під час роботи на швидкостях 6,2...12,6 км/год.

Ступінь наближення апроксимації чистоти очісування стебел залежно від швидкості руху агрегату і висоти брання льону–довгунця до експериментальних даних рівняннями парабол другого порядку оцінюється R^2 –коефіцієнтами, що дорівнюють або наближаються до одиниці.

Результати статистичної обробки експериментальних даних щодо визначення впливу швидкості руху льонозбирального комбайнового агрегата та висоти брання льону–довгунця на розтягнутість розстеленої стрічки соломи наведена в табл. 2.

Таблиця 2. Вплив швидкості руху v_p (км/год) і висоти брання h_6 (мм) на розтягнутість стрічки p_c (разів) розстеленої соломи

Швидкість руху агрегату v_p , км/год	Висота брання h_6 , мм		
	200	265	330
6,2	1,26	1,25	1,19
9,4	1,29	1,28	1,22
12,6	1,24	1,22	1,30
НІР ₀₅ = 0,02			

Найменшу істотну різницю (НІР₀₅) визначали на рівні значущості 0,05 з урахуванням загальної дисперсії розтягнутості за всіма варіантами досліді, що дорівнювала 0,0092. При цьому табличний критерій Стьюдента на рівні значущості 0,05 та числа ступенів вільності 100 становив 1,98, а числа ступенів вільності 200 – 1,97 і числа ступенів вільності 500 – 1,96 [19]. Розрахована помилка різниці середніх, яку визначили за методикою [18], становила 0,01. Найменша істотна різниця у відносних величинах за середнього арифметичного значення розтягнутості стрічки за всіма варіантами

досліді 1,25 на рівні значущості 0,05 дорівнювала 1,6%. Різниці між середніми, що наведені в табл. 2, які перевищують $HP_{05} = 0,02$, слід вважати істотними з 5%-ним рівнем значущості.

У кожному варіанті досліді здійснено 180 визначень розтягнутості стрічки, за яких помилки порівнюваних середніх арифметичних розтягнутості коливалися в межах 0,0060...0,0083, а відносна точність визначення розтягнутості приймала значення від 0,49 до 0,64%. Середнє квадратичне відхилення розтягнутості поваріантно змінювалося від 0,080 до 0,112. З аналізу табл. 2 та наступних розрахунків визначено, що розтягнутість стрічки залежно від швидкості руху агрегату при висоті брання 200 і 265 мм та від висоти брання на швидкостях руху 6,2 і 9,4 км/год змінюється за законом випуклої параболи другого порядку. На висоті брання 330 мм із зміною швидкості руху від 6,2 до 12,6 км/год розтягнутість стрічки прискорено зростає за параболічною залежністю. На швидкості руху 12,6 км/год із зміною висоти брання від 200 до 330 мм зміна розтягнутості стрічки описується увігнутою параболою другого порядку з мінімальним значенням розтягнутості за висоти брання 250 мм. На інших режимах використання комбайна мінімальна розтягнутість спостерігається на швидкості руху 12,6 км/год та висоті брання 200 і 265 мм або ж на висоті брання 330 мм та швидкостях руху 6,2 і 9,4 км/год. Проте робота на висоті брання 330 мм супроводжується зниженням чистоти очісування (рисунок, позиція «б»), а на висоті брання 200 і 265 мм з підвищенням швидкості руху чистота очісування покращується.

Перевірку нульової гіпотези щодо відсутності істотних відмінностей між середніми арифметичними значеннями кута нахилу стебел в стрічках, що сформовані за різних швидкостей руху, висоти брання та положень розстиляльного щита, здійснили з використанням t -критерію Стьюдента. Розрахункові значення критерію наведені в табл. 3.

Таблиця 3. Розрахункові t -критерії під час перевірки істотності різниці кутів нахилу стебел в стрічках, що сформовані за різної висоти брання

Порівнювані висоти брання, мм	Положення розстиляльного щита				
	верхнє			нижнє	
	Швидкість руху агрегата, км/год				
	6,2	9,4	12,6	6,2	9,4
200 – 265	2,78	1,24	1,89	34,6	22,2
200 – 330	37,4	25,7	25,3	61,5	43,2
265 – 330	45,1	33,4	25,7	36,6	24,0

Теоретичні значення t -критерію на рівні значущості 0,05 за числа ступенів вільності 200 і 500 становлять відповідно 1,97 і 1,96 [19]. Отже, з урахуванням цих значень і відомостей, що наведені в табл. 3, доходимо висновку щодо неістотності різниці в значеннях кута нахилу стебел тільки у варіантах досліджу, що пов'язані зі зміною висоти брання від 200 до 265 мм на швидкостях руху 9,4 і 12,6 км/год при верхньому положенні розстиляльного щита. У решті варіантах досліджу різниця істотна, оскільки фактичні t -критерії перевищують теоретичні на прийнятому рівні значущості.

З'ясовані і визначені закономірності зміни кута нахилу стебел у розстелених стрічках соломи залежно від досліджуваних експлуатаційних режимів роботи і регулювальних параметрів комбайнів. Рівняння, що кількісно описують з'ясовані закономірності, наведені в табл. 4.

З табл. 4 видно, що за нижнього положення розстиляльного щита та швидкості руху агрегату в межах від 6,2 до 9,4 км/год закономірності зміни кута нахилу стебел в стрічці залежно від швидкості і висоти брання описуються прямими з відповідними чисельними значеннями вільного члена і кутового коефіцієнта. Аналіз наведених в таблиці формул, що кількісно описують виявлені закономірності, свідчить про наступне. Із підвищенням швидкості руху розташування стебел в стрічці наближається до перпендикулярного щодо напрямку руху агрегату. При цьому за першими членами формул, чисельні значення яких від'ємні, видно, що стебла в розстелених стрічках розміщені з нахилом гузирями в бік, який зворотний напрямку руху.

Лише за висоти брання 330 мм незалежно від зміни швидкості стебла в стрічці розташовані під кутом нахилу гузирями в напрямку руху агрегату. За чисельними значеннями кутового коефіцієнта інтенсивність зменшення кута нахилу стебел з підвищенням швидкості зростає у міру зменшення висоти брання. За табл. 4 із формул (4) і (5), які інтерпретують зміну кута нахилу стебел залежно від висоти брання за нижнього положення розстиляльного щита на швидкостях руху 6,2 і 9,4 км/год, видно, що на меншій висоті брання і на швидкості руху 6,2 км/год стебла відхилені на більший у зворотному напрямку руху кут, ніж на швидкості 9,4 км/год. З підвищенням висоти брання інтенсифікація зростання зрушення стебел гузирями у бік руху агрегату збільшується за значенням кутового коефіцієнта формул (4) і (5) на швидкості руху агрегату 6,2 км/год у порівнянні зі швидкістю 9,4 км/год.

Таблиця 4. Закономірності зміни кута ζ (град) нахилу стебел у стрічці залежно від режимів використання і регульовальних параметрів льонозбирального комбайна

№ формули	Фактор	Закономірність	
		залежність	рівняння
Нижнє положення розстиляльного щита за зміни швидкості руху від 6,2 до 9,4 км/год			
1 2 3	Швидкість руху v_p (км/год) за висоти брання, мм: 200 265 330	Прямолінійна	$\zeta = -33,075 + 2,375 v_p$
		Прямолінійна	$\zeta = -9,225 + 1,025 v_p$
		Прямолінійна	$\zeta = 17,911 - 0,544 v_p$
4 5	Висота брання h_6 (мм) за швидкості руху, км/год: 6,2 9,4	Прямолінійна	$\zeta = -69,272 + 0,253 h_6$
		Прямолінійна	$\zeta = -47,186 + 0,181 h_6$
Верхнє положення розстиляльного щита при зміні швидкості руху від 6,2 до 12,6 км/год			
6 7 8	Швидкість руху v_p (км/год) за висоти брання, мм: 200 265 330	Прямолінійна	$\zeta = 7,748 - 0,625 v_p$
		Прямолінійна	$\zeta = 5,543 - 0,492 v_p$
		Параболічна	$\zeta = 80,284 - 12,901 v_p + 0,649 v_p^2$
9	Висота брання h_6 (мм) за швидкості руху, км/год: 6,2	Параболічна	$\zeta = 161,434 - 1,3633 h_6 + 0,00288 h_6^2$
10	9,4	Параболічна	$\zeta = 103,695 - 0,8884 h_6 + 0,00189 h_6^2$
11	12,6	Параболічна	$\zeta = 141,083 - 1,2297 h_6 + 0,00262 h_6^2$

Проаналізуємо формули (6...11), що визначають зміну кута нахилу стебел за верхнього положення розстиляльного щита на різній висоті брання залежно від підвищення швидкості руху від 6,2 до 12,6 км/год. У межах досліджуваних швидкостей із їх підвищенням під

час брання льону на висоті 200 і 265 мм кут нахилу стебел у стрічці зменшується за прямолінійними залежностями, що описуються формулами (6) і (7). Це зменшення відбувається від кутів нахилу, що визначають розташування стебел їх зрушенням гузирями в напрямку руху агрегату, до майже чи перпендикулярного розташування щодо вказаного напрямку. За формулами (6) і (7) це відповідатиме нульовому значенню кута ζ нахилу стебел. На висоті брання 330 мм зміна кута нахилу стебел залежно від підвищення швидкості руху відбувається за увігнутою параболою другого порядку, що описується формулою (8). Ця зміна проходить за кутів нахилу, що характеризують розташування стебел гузирями у бік руху агрегата. При цьому за формулою (8) мінімальний нахил стебел спостерігається на швидкості руху 10 км/год. На досліджуваних швидкостях руху зміна кута нахилу стебел залежно від висоти брання відбувається за увігнутими параболою другого порядку, що описуються формулами (9...11). За експериментальними даними на швидкостях руху 9,4 і 12,6 км/год зміна висоти брання від 200 до 265 мм як показали розрахунки t -критерію Стьюдента не викликає істотної зміни нахилу стебел за середнім арифметичним значенням. Проте за формулами (9...11) мінімальний нахил стебел в стрічці забезпечує використання комбайна з висотою брання, що дещо не досягає 250 мм у всьому діапазоні досліджуваних швидкостей руху агрегата.

На відповідних режимах використання комбайна стебла в стрічці перехрещуються. Крім перехрещування стебел спостерігається і їх вигин. Так, на швидкості руху 6,2 км/год і висоті брання 330 мм за нижнього положення розстилального щита гузирева частина стебел відігнута у бік руху агрегата, а верхівкова – розташована перпендикулярно до напрямку руху агрегата. Викривлення стебел приблизно відбувається в місці захвату їх бральними пасами – на довжині від гузирів приблизно 30...35 см або ж в місці затиску пасами затискного конвеєра. Цей вигин і перпендикулярне розміщення верхівкової частини стебел спричинює дія зубів гребенів очісувального барабана.

Зведення інформації про режими використання і регульовальні параметри льонозбирального комбайна, за яких в розстелених стрічках соломи спостерігається перехрещування або вигин стебел, наведено в табл. 5.

Наведені в табл. 5 режими використання і регульовальні параметри комбайнів слід уникати під час організації льонозбирального процесу. За таких режимів розстелювана стрічка соломи внаслідок перехрещування і вигину стебел утруднює

використання машинних агрегатів на перевертанні чи ворущінні стрічки та механізоване формування рулонів трести прес-підбирачами. На стрічках з перехрещеними стеблами незадовільно працюватимуть підбиральні механізми та створюватимуться умови для переминання і вигину стебел та їх розривання і зламу, за чого довгого волокна з трести одержати очевидно буде неможливо.

Таблиця 5. Режими використання і регульовальні параметри комбайна, за яких в розстеленій стрічці стебла перехрещені або зігнуті

Швидкість руху, км/год	Висота брання, мм		
	200	265	330
Нижнє положення розстиляльного щита			
6,2	×	×	Гузирі стебел відігнуті у бік руху, а верхівки розташовані перпендикулярно до напрямку руху
9,4	Нижній шар розташований гузирями в напрямку руху, а верхній – гузирями у зворотний бік	Випадки перехрещування стебел	×
Верхнє положення розстиляльного щита			
6,2	×	×	×
9,4	×	×	Перехрещування стебел
12,6	Поодинокі випадки перехрещування стебел		Нижній шар перпендикулярний до напрямку руху, а верхній – гузирями у бік руху

Висновки. Умови раціонального використання машинних агрегатів на перевертанні стрічки розстеленої комбайном соломи в процесі приготування трести росяним мочінням та її підніманні під час збирання зумовлені розташуванням стебел в стрічці під час їх укладання на льонищі. Розташування стебел крім розтягнутості стрічки визначає кут їх нахилу щодо напрямку руху льонозбирального

комбайнового агрегату. Перевірка істотності різниці середніх арифметичних значень кута нахилу стебел у статистичних вибірках, що одержані на різних режимах використання комбайна, за допомогою *t*-критерію Стьюдента вказала, що ця різниця неістотна тільки в дослідях із зміною висоти брання від 200 до 265 мм на швидкостях руху 9,4 і 12,6 км/год за верхнього положення розстиляльного щита.

Визначені швидкості руху агрегата, висота брання і положення розстиляльного щита, поєднання яких характеризує використання комбайна, за якого формуються розстелені стрічки, що унеможливають належне функціонування машинних агрегатів на перевертанні і ворушінні стрічки та прес-підбирачів трести, що формують її рулони. Таке пов'язане з перехрещуванням стебел та їх вигином.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку, слід зосередити на дослідження і з'ясування умов приготування льонотрести росяним мочінням та вантажно-транспортного забезпечення її збирання.

Література

1. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2008. – 215 с.
2. Діденко М.К. Раціональне використання льонозбиральних машин / М.К. Діденко, В.П. Дорошенко // Механізація і електрифікація сільського господарства. – К.: Урожай, 1973. – Вип. 25. – С. 55 – 60.
3. Лазаркевич Н.А. Льяное дело в Западной Европе / Лазаркевич Н.А. – Лондон: Изд-ние Центрального Товарищества Льноводов, 1921. – 292 с.
4. Быков Н.Н. Режимы и качество работы льнокомбайна / Н.Н. Быков // Лен и конопля. – 1969. – № 5. – С. 29 – 30.
5. Горбовий А.Ю. Наукові основи вдосконалення адаптивної механізованої технології збирання льону-довгунця: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / А.Ю. Горбовий. – Глеваха, 2007. – 38 с.
6. Налобіна О.О. Механіко-технологічні основи процесів взаємодії робочих органів льонозбирального комбайна з рослинним матеріалом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.О. Налобіна. – К., 2008. – 40 с.
7. Хайлис Г.А. О путях уменьшения растянутости стеблей льна при тереблении / Г.А. Хайлис, В.А. Шейченко // Наук. вісн. Нац. аграр.

ун–ту / Редкол.: Д.О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2006. – Вип. 92. – Ч. 2. – С. 340 – 345.

8. Залужний В. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести / В. Залужний, О. Сидорчук, Ю. Проценко // Техніка АПК. – 2004. – № 10–11. – С. 16 – 18.

9. Макаєв В. Технології одержання льонопродукції / В. Макаєв, Р. Гілязетдінов, В. Шейченко // Техніка АПК. – 2006. – № 2. – С. 30 – 31.

10. Ситников Ю.А. Исследование работы расстилочного щита льнокомбайна / Ю.А. Ситников // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 80 – 83.

11. Сулима Л.А. Результаты исследований работы серийных льноуборочных машин в условиях Северо–Запада / Л.А. Сулима, О.Я. Дюртеева // Научно–исследовательский и проектно–технологический ин–т механизации и электрификации с. х. Северо–Запада: науч. тр. – Л., 1971. – Вып. 8. – С. 99 – 103.

12. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.

13. Налобіна О.О. Методологічні засади формування технологічного процесу збирання льону–довгунця і комплексу технічних засобів для його реалізації / О.О. Налобіна // Наук. Вісн. Нац. ун–ту біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК / Редкол.: Д.О. Мельничук (відп. ред.) та ін. – К., 2010. – Вип. 144, Ч. 4. – С. 150 – 155.

14. Методические указания по проведению полевых опытов со льном–долгунцом / Долгов Б.С., Заворотченко И.С., Ковалев В.Б. и др.; под ред. Б.С. Долгова и В.Б. Ковалева. – Торжок: Всесоюз. НИИ льна, 1978. – 78 с.

15. Кукта Г.М. Испытания сельскохозяйственных машин / Кукта Г.М. – М.: Машиностроение, 1964. – 284 с.

16. Методика статистической обработки эмпирических данных: РТМ 44–62. – М.: Изд–во стандартов, 1966. – 100 с.

17. Ликеш И. Основные таблицы математической статистики / И. Ликеш, Й. Ляга; пер. с чешск. Ю.А. Данилова; предисл. Ю.Н. Тюрина, Д.С. Шмерлинга. – М.: Финансы и статистика, 1985. – 356 с.

18. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами

статистической обработки результатов исследований): учеб. для агрономических специальностей с.-х. вузов / Доспехов Б.А. – М.: Колос, 1973. – 336 с.

19. Хикс Ч. Основные принципы планирования эксперимента / Хикс Ч.; пер. с англ. Т.И. Голиковой, Е.Г. Коваленко, Н.Г. Микешинной; под ред. В.В. Налимова. – М.: Мир, 1967. – 406 с.

Рецензент д.т.н., проф. Л.В. Лось

УДК 631.362.3

© С.М. Лещенко, к.т.н.; О.М. Васильковський, к.т.н.; В.М. Сало, д.т.н.; М.І. Васильковський, к.т.н.; Д.І. Петренко
Кіровоградський національний технічний університет

ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЯКОСТІ ПНЕВМОСЕПАРАЦІЇ ЗЕРНОВИХ СУМІШЕЙ В ПОХИЛОМУ ПОВІТРЯНОМУ ПОТОЦІ

У статті проведено огляд і аналіз існуючих методів оцінки якості процесу очищення зернових сумішей. Побудовано траєкторії руху повноцінного зерна та домішок під дією похилого повітряного потоку використовуючи параметричне рівняння сепарації. Виходячи із нормального закону розподілу компонентів за фракції запропонована методика оцінки повноти розділення. Отримана залежність, яка дозволяє провести якісну оцінку процесу сепарації сумішей.

ПНЕВМОСЕПАРАЦІЯ, ПОХИЛИЙ ПНЕВМОСЕПАРУЮЧИЙ КАНАЛ, ЗЕРНООЧИСНІ МАШИНИ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ, МЕТОД МОНТЕ–КАРЛО.

Постановка проблеми. Якісне і своєчасне очищення зібраного врожаю забезпечує покращені умови зберігання зерна, дозволяє підвищити його сортову чистоту та значно покращити посівні і продовольчі кондиції. Зважаючи на загальний низький рівень культури землеробства в Україні, значне забур'янення посівних площ та складні ґрунтово–кліматичні умови більшості агроформувань питання якісного і своєчасного видалення домішок різноманітного походження є особливо актуальним.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Значна кількість наукових досліджень в області інтенсифікації процесів очищення зернових матеріалів від домішок направлена на розробку нових конструктивно–технологічних схем сепарації з обґрунтуванням

окремих параметрів [1]. При цьому визначення якісних показників, в більшості випадків, зводиться до експериментального дослідження з встановлення раціональних параметрів запропонованих схем. Досить складним завданням залишається теоретичне визначення якісних показників пневмосепарації, що є особливо актуальним при розробці нових конструкцій пневмосистем зерноочисних машин загального призначення.

Якісними показниками процесу пневмосепарації є ефект очистки і чіткість сепарації [2]. Ефект очистки і чіткість сепарації в більшості визначають за методикою запропонованою А.Я. Малісом та А.Р. Демидовим [3]:

$$\varepsilon = (A - B/\hat{A}) \cdot 100\%, \quad z = B/\hat{A} \cdot 100\%,$$

де A – кількість виділеної повітряним потоком легкої фракції, кг; \hat{A} – кількість легкого компоненту у вихідному матеріалі, кг; \hat{A} – вміст важкого компонента у виділеній повітряним потоком легкої фракції, кг.

Наведена вище методика визначення якісних показників сепарації виключає можливість проведення аналітичного встановлення питомої продуктивності та узгодження енерговитрат з номінальною продуктивністю машини.

Мета дослідження. Тому метою даної роботи є визначення якісних показників сепараційного процесу в похилому пневмосепаруючому каналі використовуючи метод аналітичного моделювання Монте-Карло.

Результати дослідження. На частинку зерна масою m у похилому повітряному потоці, що переміщується зі швидкістю V_{cp} , діє сила тяжіння G і сила опору потоку R (рис. 1).

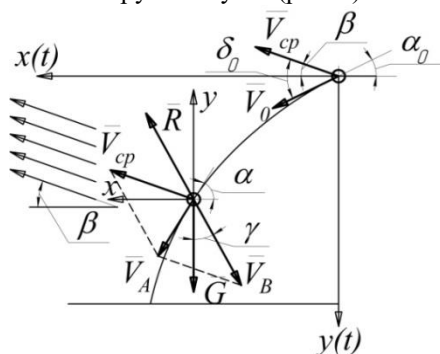


Рис. 1. Схема взаємодії повітряного потоку з частинкою зернової суміші

Загальне рівняння руху частинки в проекціях на осі координат записується у вигляді системи [4]

$$\begin{cases} \ddot{x} + k_{\Gamma} V_B \dot{x} = k_{\Gamma} V_B V_{\bar{n}\bar{d}} \cos \beta; \\ \ddot{y} + k_{\Gamma} V_B \dot{y} = -k_{\Gamma} V_B V_{\bar{n}\bar{d}} \sin \beta + g, \end{cases} \quad (1)$$

де k_{Γ} – коефіцієнт парусності частинки; V_B – відносна швидкість частинки; β – кут нахилу повітряного каналу; g – прискорення вільного падіння.

Розв'язання системи двох неоднорідних диференціальних рівнянь другого порядку шукаються у вигляді [5]

$$x = x_{зр} + x_{чр}, \quad y = y_{зр} + y_{чр},$$

де $x_{зр}$, $y_{зр}$ – загальні розв'язки відповідних однорідних рівнянь; $x_{чр}$, $y_{чр}$ – довільні часові розв'язки неоднорідних рівнянь.

Таким чином, розв'язок системи (1) можна знайти як

$$\begin{cases} x = C_1 + C_2 e^{-k_{\Gamma} V_{B_0} t} + V_{\bar{n}\bar{d}} \cos \beta \cdot t; \\ y = C_3 + C_4 e^{-k_{\Gamma} V_{B_0} t} + \left(\frac{g}{k_{\Gamma} V_{B_0}} - V_{\bar{n}\bar{d}} \sin \beta \right) \cdot t, \end{cases} \quad (2)$$

де V_{A_0} – абсолютна швидкість потрапляння частинки в канал; V_{B_0} – відносна швидкість частинки в момент потрапляння в канал; α_0 – кут введення частинки; C_1, C_2, C_3, C_4 , – постійні інтегрування.

Значення постійних інтегрування знаходяться з початкових умов $x(0) = 0$; $x'(0) = V_{A_0} \cdot \cos \alpha_0$; $y(0) = 0$; $y'(0) = V_{A_0} \cdot \sin \alpha_0$.

Підставивши їх в рівняння (2), отримаємо

$$\begin{cases} x = \left(e^{-k_{\Gamma} V_{B_0} t} - 1 \right) \frac{\left(V_{A_0} \cos \alpha_0 - V_{\bar{n}\bar{d}} \cos \beta \right)}{k_{\Gamma} \cdot V_{B_0}} + V_{\bar{n}\bar{d}} \cos \beta \cdot t; \\ y = \left(e^{-k_{\Gamma} V_{B_0} t} - 1 \right) \frac{\left(\frac{g}{k_{\Gamma} \cdot V_{B_0}} + V_{\bar{n}\bar{d}} \sin \beta + V_{A_0} \sin \alpha_0 \right)}{k_{\Gamma} \cdot V_{B_0}}, \end{cases} \quad (3)$$

де $V_{B_0} = \sqrt{V_{A_0}^2 + V_{\bar{n}\bar{d}}^2 - 2V_{A_0} V_{\bar{n}\bar{d}} \cos(\alpha_0 + \beta)}$ – відносна швидкість частинки в момент потрапляння її в похилий повітряний потік.

Система рівнянь (3) описує рух частинки в залежності від параметрів ПСК і аеродинамічних властивостей самої частинки. Останнє визначається коефіцієнтом парусності k_{Γ} .

Слід зазначити, що в загальній зерновій суміші частинки з різними коефіцієнтами парусності $k_{П}$ розподілені нерівномірно по найбільш відповідному для природних розподілів нормальному закону $f_i(k_{П})$ (рис. 2 а, б).

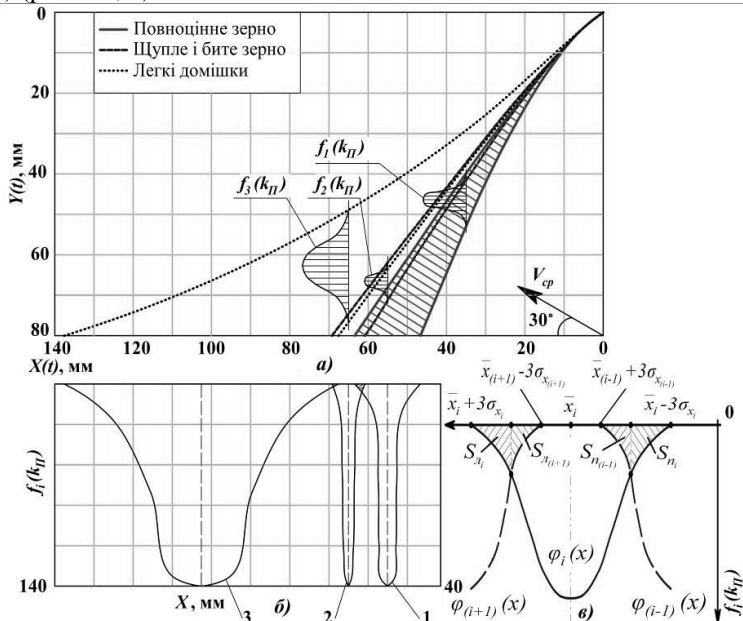


Рис. 2. Траєкторії польоту і розподіл за фракціями частин зернової суміші

Виходячи з першого рівняння системи (3) і нормального закону розподілу випадкової величини $k_{П}$, для кожної фракції в межах зміни значень коефіцієнта парусності виявляється можливим проведення статистичного моделювання застосуванням методу Монте-Карло для дослідження процесу динаміки руху частинок.

Статистичним моделюванням, при багатократному повторенні процедури розрахунку обчислення траєкторії, побудовані криві розподілу $\varphi_i(x)$ випадкових величин – дальності польоту для різних фракцій зернового матеріалу.

Правомірно, що за прийнятого нормального закону розподілу варійованої величини $k_{П}$ закони розподілу зернової суміші по фракціях за статистичного моделювання також найкраще описується нормальним законом у вигляді:

$$\varphi_i(x) = \frac{1}{\sigma_{x_i} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{(x_i - \bar{x}_i)^2}{2\sigma_{x_i}^2} \right]. \quad (4)$$

Теоретичний і практичний інтерес для визначення якості сепарації визначають площі перетину суміжних фракцій. Їх наявність і величина можуть бути покладені в характеристику якості виконання розділення суміші. Ці зони утворюються частинками суміжних фракцій, які фактично нерозділені даним технологічним процесом. Отже, кількісно оцінити якість сепарації можна записавши відношення площі діляниць нерозділених фракцій до загальної площі тієї чи іншої фракції. Оскільки в загальному випадку фракції мають сусідні перетини з обох боків, то можна записати:

$$k_{\varphi_i} = \frac{S_{\bar{e}_i} + S_{\bar{i}_i}}{S_i}. \quad (5)$$

Враховуючи, що кожна з площин перетину фракцій складається з двох частин, рівняння (5) можна представити у вигляді (рис. 2, в):

$$k_{\varphi_i} = \frac{S_{\bar{e}_i} + S_{\bar{e}_{(i+1)}} + S_{\bar{i}_{(i-1)}} + S_{\bar{i}_i}}{S_i}. \quad (6)$$

Загальна площа фракції, що з достатньою для практичних цілей точністю обмежується $\pm 3\sigma$ інтервалами, може бути визначена як інтеграл розподілу

$$S_i = \frac{1}{\sigma_{x_i} \sqrt{2\pi}} \int_{-3\sigma_{x_i}}^{+3\sigma_{x_i}} \exp \left[-\frac{(x_i - \bar{x}_i)^2}{2\sigma_{x_i}^2} \right] dx_i. \quad (7)$$

Рішення інтегралу знаходиться через нормовану табульовану функцію Лапласа $\Phi(\zeta_i)$:

$$S_i = 0,5 + \Phi(\zeta_i) \text{ де } \zeta_i = (x_i - \bar{x}_i) / \sigma_{x_i}.$$

Втрата площ на межі переходів фракцій внаслідок неякісного розділення суміші підраховується за аналогією з попереднім варіантом.

Точки перетину кривих $x_{пер}$ визначаються умовою рівності значень функцій розподілу дальності польоту частинок суміжних фракцій

$$\varphi_i(x_{перi}) = \varphi_{(i-1)}(x_{перi}). \quad (8)$$

Підставивши значення функцій після перетворень маємо:

$$\frac{\sigma_{x_{(i-1)}}}{\sigma_{x_i}} \exp \left[\frac{(x_{i\bar{a}d} - x_{(i-1)})^2}{2\sigma_{x_{(i-1)}}^2} - \frac{(x_{i\bar{a}d} - \bar{x}_i)^2}{2\sigma_{x_i}^2} \right] = 1. \quad (9)$$

Вирішення рівняння (8) здійснено чисельними методами на ЕОМ з врахуванням умови (9).

Крайні точки області перетину функцій визначаються як (рис. 3, в):

$$\left. \begin{array}{l} \bar{x}_{(i-1)} + 3\sigma_{x_{(i-1)}}; \\ x_i - 3\sigma_{x_i}; \end{array} \right\} \text{права область;}$$
$$\left. \begin{array}{l} x_i + 3\sigma_{x_i}; \\ \bar{x} - 3\sigma_{x_{(i+1)}}. \end{array} \right\} \text{ліва область}$$

Маючи границі інтегрування, значення функцій розподілу на суміжних ділянках визначаються складові площі втрат S_{ni} , $S_{n(i+1)}$, $S_{n(i-1)}$, S_{ni} , які разом із загальною площею фракцій S_i підставляються у формулу (6) для кількісної оцінки якості сепарації зернової суміші.

Висновки. 1. Провівши побудову траєкторій руху повноцінного зерна та домішок, використовуючи параметричне рівняння, із застосуванням методики статистичного моделювання Монте-Карло вдається провести аналітичне визначення якості процесу сепарації та встановити теоретично робочу продуктивність пневмосепаруючого робочого органу без проведення експериментальних досліджень.

2. Встановлено, що кількісно оцінити ефективність розділення зернової суміші залежно від коефіцієнту парусності k_n дозволяє коефіцієнт сепарації, який прямопропорційний площі дільниць нерозділених фракцій і обернено пропорційний загальній площі вибраної фракції.

Література

1. Бурков А.И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И. Бурков, Н.П. Сычугов. – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.

2. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов / Под ред. Тица З.Л. – М.: Машиностроение, 1967. – 446 с.

3. Малис А.Я. Машины для очистки зерна воздушным потоком / А.Я. Малис, А.Р. Демидов. – М.: Машгиз, 1962. – 175 с.

4. Васильковський М.І. Обґрунтування параметрів сепарації зерна в похилому повітряному потоці / М.І. Васильковський, С.Я. Гончарова, С.М. Лещенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2007. – Вип. 37. – С. 132–137.

5. Остапчук Н.В. Математическое моделирование технологических процессов хранения и переработки зерна / Н.В. Остапчук – М.: Колос, 1977. – 239 с.

УДК 621.867.3

© В.С. Ловейкін, д.т.н.; В.А. Бортун
 Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ РЕЖИМУ РУХУ КІВШОВИХ ЕЛЕВАТОРІВ

Розроблено математичну модель, яка описує основний рух ківшового елеватора.

ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, КІВШОВИЙ ЕЛЕВАТОР.

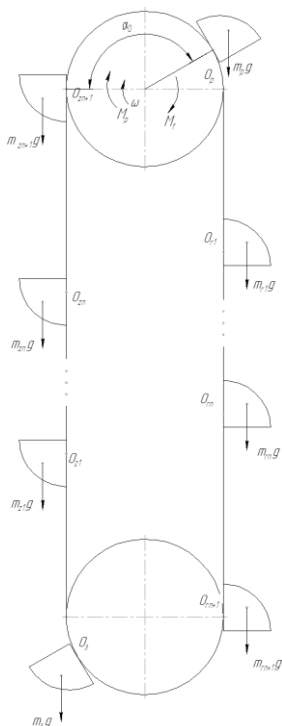


Рис. 1. Динамічна модель ківшового елеватора
 елементами яких є сама стрічка або скребок відповідно. Тому необхідно розробити такі моделі, які б детально описували рух ківшового елеватора.

Постановка проблеми. Робота ківшових елеваторів характеризується наявністю динамічних навантажень, що виникають у результаті пульсуючого руху стрічки за усталеного обертання приводного барабана, викликаного зачерпуванням ковшем сипкого вантажу і його вивільненням з ковша в період розвантаження. На ділянці пуску до цих навантажень додаються динамічні навантаження від зростання швидкості стрічки з нульового значення до певної усталеної величини. За таких умов у стрічці можуть виникати значні знакозмінні динамічні навантаження, які в результаті накопичення втомних явищ можуть привести до передчасного руйнування стрічки.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідженням динаміки руху конвеєрів, багатомасових систем із замкнутим контуром займалися такі вчені, як І.М. Хорольський, Ю.О. Пертен, Л.І. Чугреев та ін. [1–3]. Проте у працях цих вчених розглянуто стрічкові і ланцюгові конвеєри вантажонесучими

Метою дослідження є побудова математичної моделі динаміки руху ківшового елеватора на ділянці пуску.

Виклад основного матеріалу. У першому наближенні ківшовий елеватор представлено як механічну систему з абсолютно жорсткими ланками, в якій пружністю стрічки знехтувано (рис.1). Крім того, вважається, що завантаження ковша сипким вантажем та його розвантаження здійснюється на ділянці руху, яка відповідає кроку між ковшами. При цьому центральний кут повороту приводного барабана, який відповідає ділянкам завантаження і розвантаження ковша елеватора визначається залежністю:

$$\alpha_o = P/R, \quad (1)$$

де P – крок між ковшами; R – радіус приводного барабана, який дорівнює радіусу натяжного барабана.

У такій механічній системі ківшового елеватора враховується тільки основний рух, який створюється приводним механізмом, оскільки ковзання між стрічкою та приводним барабаном не враховується. За узагальнену координату такої динамічної моделі прийнято кутову координату повороту приводного барабана φ , яка розділяється на n ділянок. На нульовій ділянці $0 \leq \varphi \leq \alpha_o$, а $0 \leq \alpha \leq \alpha_o$. На першій ділянці $\alpha_o \leq \varphi \leq 2\alpha_o$, а $0 \leq \alpha \leq \alpha_o$. На k -тій ділянці кутові координати φ і α змінюються в таких межах:

$$k\alpha_o \leq \varphi \leq (k+1)\alpha_o; \quad 0 \leq \alpha \leq \alpha_o, \quad k = 1, 2, \dots, n. \quad (2)$$

Складемо рівняння руху такої динамічної моделі ківшового елеватора для кожної ділянки руху за допомогою теореми про зміну кінетичної енергії [4]:

$$T - T_o = A_p - A_o, \quad (3)$$

де T_o , T – функції кінетичної енергії системи на початку руху та в певний момент часу; A_p , A_o – робота рушійних сил приводу та сил опору переміщенню елеватора на розглянутій ділянці руху.

Функції залежності (3) мають такий вигляд:

$$T_o = \frac{1}{2} J_p(0) \omega^2; \quad T = \frac{1}{2} J_p(\alpha) \omega^2; \quad (4)$$

$$A_p = \int_0^{\alpha_o} M_p(\omega) d\alpha; \quad A_o = \int_0^{\alpha_o} M_o(\alpha, \omega) d\alpha, \quad (5)$$

де $J_p(0)$, $J_p(\alpha)$ – зведені до осі обертання приводного барабана моменти інерції рухомих елементів елеватора в початковому положенні ділянки руху та в довільний момент часу; ω_o , ω – кутові швидкості приводного барабана в початковому положенні ділянки руху та в довільний момент часу; $M_p(\omega)$ – рушійний момент приводного механізму, зведений до осі

обертання барабана; $M_o(\alpha, \omega)$ – сумарний момент опору статичних сил переміщенню стрічки з ковшами та вантажем, а також взаємодії ковша з вантажем при завантаженні.

Підставивши залежності (4) і (5) у рівняння (3) і взявши від лівої та правої частин такої рівності похідні за координатою α , отримаємо рівняння руху ківшового елеватора у формі диференціальних рівнянь:

$$J_p(\alpha) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\alpha} + \frac{1}{2} \cdot \frac{dJ_p(\alpha)}{d\alpha} \cdot \omega^2 = [M_p(\omega) - M_o(\alpha)]. \quad (6)$$

У рівнянні (6) зведений момент інерції визначається залежністю:

$$J_p = J_0 + (m_1 + m_2) \cdot R_1^2 \cdot S_1 + m_2 \cdot R_2^2 \cdot S_2 + m_\zeta(\alpha) \frac{(R_1 + R_2)^2}{4} + m_p(\alpha) \frac{(R_1 + R_2)^2}{4}. \quad (7)$$

Тут $J_0 = (J_{\ddot{a}\ddot{a}} + J_{\ddot{\alpha}\ddot{\alpha}}) \cdot i_{i\delta}^2 + J_{i\dot{a}} + J_{i\dot{\alpha}} + J_{\ddot{n}}$ – зведений до осі обертання приводного барабана момент інерції електродвигуна, передавального механізму, приводного та натяжного барабанів і стрічки; m_1, m_2 – маси відповідно вантажу та ковша; R_1, R_2 – відстані від осі повороту приводного барабана до центрів мас відповідно завантаженого ковша і ковша без вантажу; S_1, S_2 – кількість відповідно завантажених і порожніх ковшів; $m_\zeta(\alpha), m_p(\alpha)$ – функції зміни маси вантажу в ковшах елеватора відповідно під час завантаження та розвантаження сипкого матеріалу.

Експериментальними дослідженнями проведеними авторами, встановлено, що функції зміни маси вантажу в ковшах елеватора при завантаженні та розвантаженні сипкого матеріалу (зерна) можна апроксимувати наступними залежностями, які є функціями кута повороту приводного барабана α на ділянці між сусідніми ковшами:

$$m_\zeta(\alpha) = m_1 \cdot \left(6 - 8 \frac{\alpha}{\alpha_0} + 3 \frac{\alpha^2}{\alpha_0^2} \right) \cdot \frac{\alpha^2}{\alpha_0^2}; \quad (8)$$

$$m_p(\alpha) = m_1 \cdot \left(1 - 4 \frac{\alpha^3}{\alpha_0^3} + 3 \frac{\alpha^4}{\alpha_0^4} \right). \quad (9)$$

Рушійний момент на валу асинхронного електродвигуна, який встановлено на елеваторі, визначається за допомогою рівняння Клосса [5]:



$$M_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}} = 2M_{max} \sqrt{\left(\frac{s}{s_{\dot{\epsilon}\delta}} + \frac{s_{\dot{\epsilon}\delta}}{s} \right)}, \quad (10)$$

де s – ковзання електродвигуна, яке визначається за формулою :

$$s = \frac{\omega_0 - \omega_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}}{\omega_0}. \quad (11)$$

Тут ω_0 , $\omega_{\dot{\alpha}\dot{\alpha}}$ – відповідно швидкість ідеального холостого ходу асинхронного двигуна та його поточна швидкість; M_{max} – максимальний момент на валу двигуна (береться з каталогу на електродвигуни); s_{kr} – критичне ковзання електродвигуна, яке відповідає максимальному моменту. Остаточний вираз для рушійного моменту, приведеного до приводного барабана, має вигляд:

$$M_{\delta} = \frac{2M_{max}}{\frac{1 - \omega \cdot u / \omega_0}{s_{\dot{\epsilon}\delta}} + \frac{s_{\dot{\epsilon}\delta}}{1 - \omega \cdot u / \omega_0}} \cdot u \cdot \eta, \quad (12)$$

де ω – кутова швидкість приводного барабана; u – передаточне число приводного механізму від двигуна до барабана; η – к.к.д. приводного механізму.

Момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем визначається залежністю:

$$M_o(\alpha, \omega) = (m_1 + m_2) \cdot g \cdot R_1 \cdot S_1 - m_2 \cdot g \cdot R_2 \cdot S_2 + \\ + [m_{\zeta}(\alpha) + m_2] \cdot g \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{2} - [m_p(\alpha) + m_2] \cdot g \cdot \frac{(R_1 + R_2)}{2} + F_{i\zeta}(\omega) R_3, \quad (13)$$

де R_3 – відстань від осі повороту барабана до кромки ковша, яка занурюється в сипкий матеріал; $F_{oz}(\omega)$ – сила опору зачерпуванню сипкого матеріалу, яка залежить від кутової швидкості [6]:

$$F_{i\zeta} = I \cdot m_{\zeta\dot{\alpha}} \cdot \omega^2 \cdot R_1. \quad (14)$$

де $m_{\zeta\dot{\alpha}}$ – маса зони випирання, яка виникає перед ковшем при зачерпуванні вантажу.

Рівняння (6) з урахуванням залежностей (7) – (14) є нелінійним диференціальним рівнянням першого порядку зі змінними коефіцієнтами і складною правою частиною. Такі рівняння не вдається аналітично проінтегрувати, тому для їхнього розв'язку необхідно використати чисельні методи. Для використання методу кінцевих різниць [7] рівняння (6) представимо у наступному вигляді:

$$J_p(\alpha) d\omega + \frac{1}{2} \omega dJ_p(\alpha) = \frac{1}{\omega} [M_p(\omega) - M_o(\alpha, \omega)] d\alpha. \quad (15)$$

Розіб'ємо інтервал руху елеватора $0 \leq \alpha \leq \alpha_0$ на n рівних частин і припустимо, що на кожній частині $d\alpha \approx \Delta\alpha = \alpha_0/n$. Тоді координата $\alpha_{i+1} = \alpha_i + \Delta\alpha$, тут i – номер положення приводного барабана на ділянці повороту між ковшами, який змінюється від 0 до n . Для будь-якого положення елеватора на цій ділянці $\alpha = \alpha_i$, $J_p(\alpha) = J_p(\alpha_i)$, $\omega = \omega_i$, $M_p(\omega) = M_p(\omega_i)$, $M_o(\alpha, \omega) = M_o(\alpha_i, \omega_i)$, $dJ_p(\alpha) \approx J_p(\alpha_{i+1}) - J_p(\alpha_i)$. Підставивши ці змінні в рівняння (15), отримаємо:

$$\omega_{i+1} = \frac{I}{J_p(\alpha_i)} \frac{1}{\omega_i} \left\{ [M_p(\omega_i) - M_o(\alpha_i, \omega_i)] \Delta\alpha + \right. \\ \left. + \frac{1}{2} [3J_p(\alpha_i) - J_p(\alpha_{i+1})] \omega_i \right\}. \quad (16)$$

Рух елеватора в процесі пуску починається з положення $\alpha_i = 0$. У цьому положенні $\omega_i = 0$. Для цього положення визначаються $J_p(\alpha_i)$, $J_p(\alpha_{i+1})$, $M_p(\alpha_i)$, $M_o(\alpha_i, \omega_i)$ і підставляються в залежність (16), з якої визначається значення кутової швидкості приводного барабана в наступному положенні ω_{i+1} . Розрахунки ω_{i+1} проводяться до тих пір, поки α_i не стане рівне α_0 . На першій ділянці руху координата приводного барабана φ_i дорівнює координаті його повороту у міжковшовому простоті α_i . Після чого розрахунки здійснюються на другій ділянці руху, для якої $\alpha_0 \leq \varphi \leq 2\alpha_0$ з повтором усіх процедур, що здійснювались на першій ділянці. Причому за початкове значення швидкості приводного барабана на цій ділянці приймається значення швидкості, що було знайдене в кінцевій тачці першої ділянки, тобто ω_n . Аналогічно проводяться розрахунки на третій, четвертій і будь-якій іншій ділянці руху. Так, наприклад, кутова швидкість приводного барабана на початку руху на третій ділянці приймає значення ω_{2n} , а в кінці руху ω_{3n} . Проміжні значення цієї швидкості знаходяться в точках ω_{2n+1} . На k -тій ділянці руху початкове значення кутової швидкості відповідає точці ω_{k-1} , а кінцеве – ω_k . Проміжні значення швидкості на цій ділянці знаходяться в межах $\omega_{k-1} \leq \omega_i \leq \omega_k$.

Для розв'язку рівняння (16) знайдено всі необхідні характеристики установки при таких прийнятих її параметрах, наведених у таблиці.

Таблиця. Характеристики установки

Ківшовий елеватор	
Висота по осям обертання барабанів	10,79 м
Номінальна кутова швидкість приводного барабана	6,07 рад/с
Швидкість стрічки	1,2 м/с
Маса стрічки	9 кг
Центральний кут між ковшами, α_0	$\frac{5}{6}\pi$
Крок між ковшами, p	$\frac{5}{6}\pi \cdot R$
Маса приводного (натяжного) барабана	29 кг
Радіус приводного (натяжного) барабана, R	0,2 м
Відстань від осі обертання барабана до центрів мас завантаженого і порожнього ковшів, R_1, R_2	0,245 м
Відстань від осі обертання барабана до кромки ковша, R_3	0,29 м
Кількість ковшів	23 шт.
Кількість завантажених ковшів, S_1	11 шт.
Кількість порожніх ковшів, S_2	10 шт.
Маса ковша, m_2	1,2 кг
Маса вантажу в ковші, m_1	0,7 кг
Маса зони випирання, $m_{3в}$	3,5 кг

За виразом (13) визначено зведений до осі обертання барабана момент сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем $M_o = M_o(\alpha)$, який зображено на рис. 2 у залежності від кута повороту барабана.

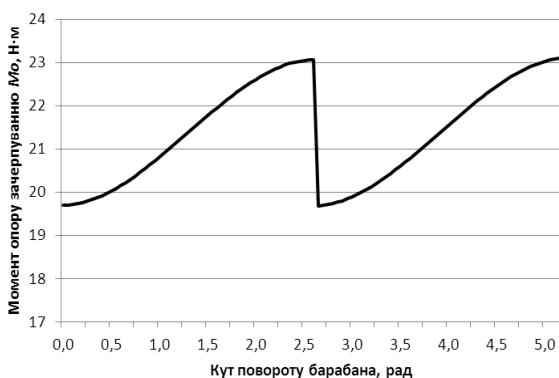


Рис. 2. Графік зміни моменту сил опору переміщенню стрічки з ковшами та вантажем від кута повороту барабана

Для такого ківшового елеватора обрано мотор–редуктор 5Ц2С–40ЕS–23,6–110–У2 з такими параметрами: $\omega_0=157,08 \text{ рад/с}$, $\omega_n=143,34 \text{ рад/с}$ – синхронна та номінальна швидкості обертання ротора електродвигуна; $J_{м.р.}=0,0015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції мотор–редуктора відносно осі обертання двигуна; $M_n=1,74 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_{max}=3,83 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – номінальний та максимальний моменти електродвигуна, $\eta=0,9$ – к.к.д. мотор–редуктора.

За рівнянням (7) побудовано графік зміни зведеного осі обертання приводного барабана моменту інерції рухомих елементів елеватора від кута повороту барабана (рис. 3).

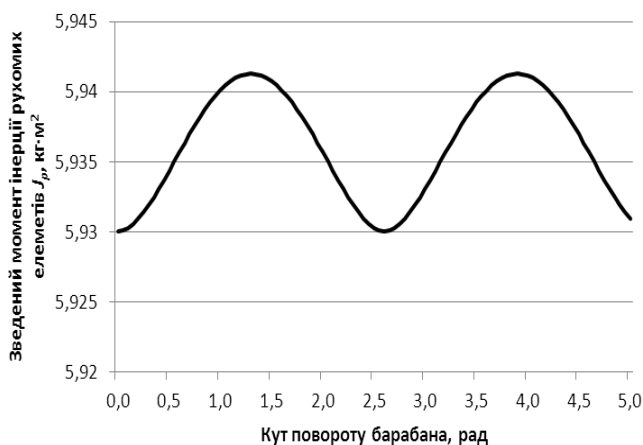


Рис. 3. Графік зміни моменту інерції рухомих елементів елеватора від кута повороту барабана

Підставивши отримані залежності в рівняння (16) для кожної точки розрахунку, починаючи із стану спокою, побудовано графіки зміни кутової швидкості та прискорення приводного барабана від кута його повороту (рис. 4, 5), сили опору зачерпування від кутової швидкості барабана (рис. 6) та графік зміни моменту сил опору переміщенню, який залежить від кута повороту і кутової швидкості барабана (рис. 7).

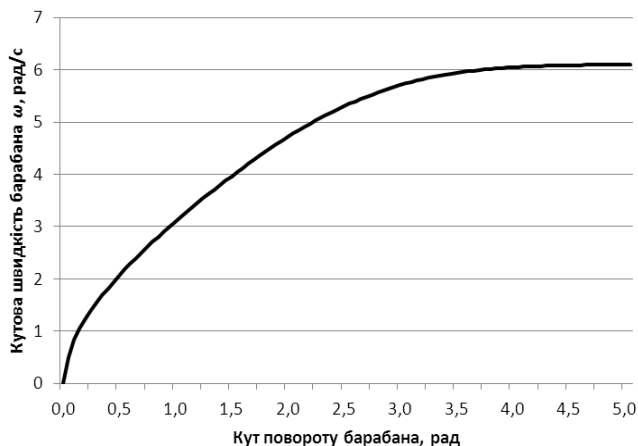


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості приводного барабана від кута його повороту

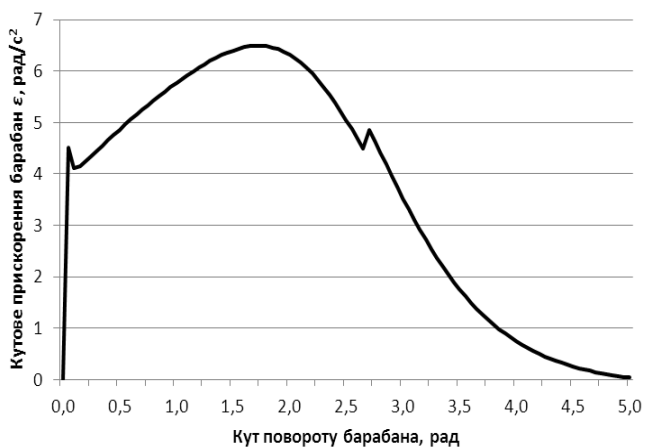


Рис. 5. Графік зміни кутового прискорення приводного барабана від кута його повороту

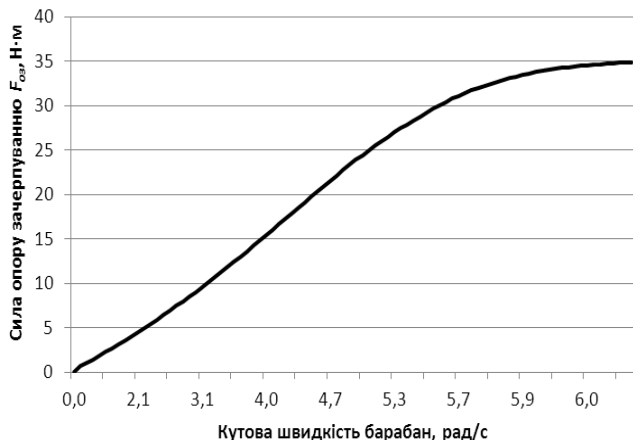


Рис. 6. Графік зміни сили опору зачерпуванню від кутової швидкості барабана

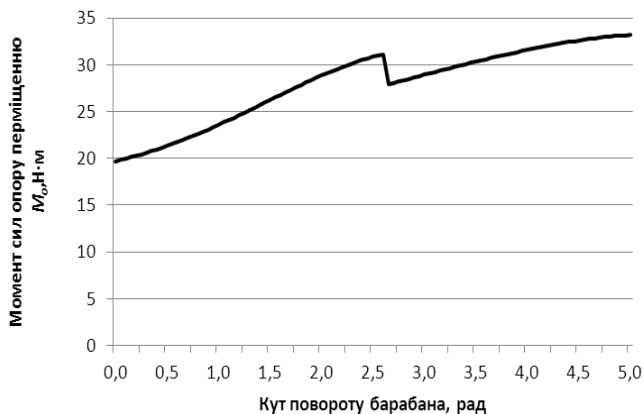


Рис. 7. Графік зміни моменту сил опору переміщенню з врахуванням сили опору зачерпуванню від кута повороту барабана

З отриманих графічних залежностей (рис. 4, 5), можна побачити, що кутова швидкість конвеєра постійно наростає, а кутове прискорення різко зростає під час пуску і, починаючи з кута $5/6\pi$, має помітний стрибок внаслідок того, що нова пара ковшів починає



розвантажуватись і зачерпувати вантаж. Після кута 5 рад кутова швидкість і кутове прискорення приводного барабана не змінюються, тобто конвеєр виходить на режим усталеного руху. Відсутність значних коливань пояснюється тим, що під час побудови математичної моделі пружністю стрічки знехтувано.

Висновки. Таким чином розроблена математична модель руху ківшового елеватора, у зв'язку з прийнятими під час побудови динамічної моделі та складанні диференціального рівняння припущеннями, дозволяє проаналізувати тільки основний рух елеватора. Отже, для більш детального розгляду динаміки руху вертикального елеватора необхідно розробити більш досконалі динамічну та математичну моделі з урахуванням пружних характеристик приводного механізму та стрічки.

Література

1. Хорольський І.М. Динаміка ланцюгових систем і замкнутих контурів машин неперервного транспорту / Хорольський І.М. – Л.: Вид-во держ. ун-ту «Лвівська політехніка», 1999. – 194 с.
2. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Чугреев Л.И. – М.: Недра, 1976.– 256 с.
3. Пертен Ю.А. Вертикальные конвейерные системы: Монография / Ю.А. Пертен. – Л. : [б. и.], 1990. – 24 с.
4. Зиновьев В.А. Основы динамика машинных агрегатов / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 239 с.
5. Чиликин М.Г. Общий курс электропривода: Учебник для студентов вузов / М.Г. Чиликин, А.С. Сандлер. – 6-е изд., доп. и перераб. – М.: Энергоиздат, 1981. – 576 с.
6. Турчин В.С. Обоснование конструктивно-режимных параметров элеваторов ковшового типа для транспортировки сыпучих материалов: Дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01/ Турчин Вячеслав Семёнович. – Оренбург, 2005. – 187 с.
7. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И.И. – М.: Наука, 1975. – 640 с.

УДК 622.833

© В.С. Ловейкін, д.т.н.;
НУБіП України
Г.В. Шумілов
КНУБА

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ПУСКУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖУ ПЕРЕВАНТАЖУВАЧІВ

Розглянуто теорії та дослідження динаміки роботи привідних механізмів переміщення вантажу. Побудовано динамічну та математичну моделі механізму переміщення вантажу перевантажувача. Досліджено та проаналізовано поведінку елементів механізму переміщення вантажу перевантажувача під час його роботи.

ПЕРЕВАНТАЖУВАЧ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖУ, КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ.

Постановка проблеми. Під час роботи механізму переміщення вантажу перевантажувачів виникають маятникові коливання вантажу, що призводять до значних динамічних навантажень не тільки в металоконструкціях, а і у привідних механізмах. Ці навантаження приводять до утомного руйнування конструкції перевантажувача і передчасного виходу обладнання з ладу. Коливання вантажу під час роботи є практично неконтрольованими, що значно ускладнює позиціонування вантажу, та піддає небезпеці стропувальників.

Для вирішення даної проблеми необхідно дослідити динаміку переміщення вантажу, що дасть можливість зробити висновки про характер динамічних навантажень та можливість їх мінімізації.

Аналіз існуючих досліджень і публікацій. З кінця 50–х, початку 60–х років почалось систематичне вивчення динаміки вантажопідіймальних машин та розробка методів по зменшенню впливу динамічних навантажень. Дослідженнями динамічних навантажень та причин їх виникнення займались такі вчені, як М.С. Комаров [1], М.О. Лобов [2], С.Т. Сергеев [3], А.О. Смехов і Н.І. Ерофеев [4] та ін.

М.С. Комаров систематизував можливі причини виникнення динамічних навантажень [1]. Аналіз цих причин, здійснений автором,



свідчить, що коливальні явища в металоконструкціях та механізмах вантажопідійомних машин виникають:

- *за підіймання вантажу* під час: пуску механізму підіймання на підйом вантажу, що вільно висить; пуску механізму в сторону опускання; гальмування механізму під час підйому; гальмування механізму під час опускання; пуску механізму в сторону підіймання з одночасним відривом вантажу від основи; гальмування за одночасною посадкою вантажу на основу; підіймання вантажу стрілою крана; кантування вантажу.
- *за горизонтального переміщення вантажу* під час: пуску механізму горизонтального переміщення вантажу, що вільно висить; зупинка(гальмування) механізму переміщення з вантажем, що вільно висить; зупинка механізму переміщення за наїзду візка або крана на упор.
- *під час суміщення роботи* кранових механізмів: одночасний пуск чи зупинка механізмів підіймання та горизонтального переміщення вантажу; одночасна робота механізмів повороту крана та горизонтального переміщення вантажу; підйом або опускання вантажу за одночасного підіймання або опусканні стріли.

Для цих випадків автором проводилися розрахунки з використанням тримасової динамічної моделі механізму підіймання. На основі отриманих результатів автором запропоновано зменшення динамічних навантажень шляхом введення до гнучкої підвіски додаткового пружного елемента.

М.О. Лобов у монографії провів докладний аналіз і систематизацію методів теоретичного визначення та зменшення динамічних навантажень мостових та козлових кранів [2].

Результати досліджень, здійснених С.Т. Сергєєвим, свідчать, що коливальні зусилля, які виникають в канатах вантажопідіймальних машин та механізмів, суттєво впливають на їх надійність та довговічність [3].

А.О. Смехов і Н.І. Ерофєєв дослідили способи побудови математичних моделей підйомно–транспортних машин, обґрунтували параметри керування та критерії їх оптимізації [4].

Разом з тим дослідження динаміки переміщення вантажу перевантажувача не проводилися в достатньому обсязі.

Тому, спираючись на існуючі дослідження, пропонується дослідити динаміку руху механізму переміщення вантажу перевантажувача.

Мета і завдання дослідження полягає в моделюванні та аналізі реального руху елементів механізму переміщення вантажу в процесі його роботи, що дасть можливість зменшити небажані фактори в процесі роботи механізму.

Результати дослідження. Вивчаючи роботу механізму переміщення вантажу, встановлено, що рух окремих його елементів достатньо складний, що викликано пружністю каната та коливаннями вантажу, які виникають під час пуску механізму.

Розглянемо процес пуску механізму пересування вантажного візка перевантажувача, який відбувається у два етапи.

На першому етапі (рис. 1.) здійснюється розтяг каната 4, який намотується на барабан 1 при нерухомому вантажному візку 2.

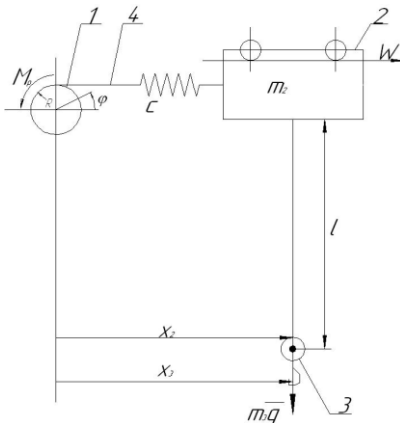


Рис. 1. Динамічна модель пуску механізму пересування візка перевантажувача на першому етапі

На цьому етапі рух система описується диференціальним рівнянням

$$J_p \ddot{\varphi} + cR^2 \varphi = M_p, \quad (1)$$

де J_p – момент інерції привідного двигуна, зведений до осі повороту барабана;

φ – узагальнена кутова координата повороту барабана;

c – жорсткість тягового каната;

R – радіус барабана;

M_p – рушійний момент привідного двигуна, зведений до осі повороту барабана.

Рушійний момент на валу асинхронного електродвигуна визначається за

формулою Клосса [5] і після зведення до осі повороту барабана має вигляд:

$$M_p = \frac{2M_{max}}{1 - \frac{\varphi \cdot u}{\omega_b}} \cdot u \cdot \eta, \quad (2)$$

$$\frac{\omega_b}{S_{\varepsilon 0}} + \frac{S_{\varepsilon 0}}{1 - \frac{\varphi \cdot u}{\omega_b}}$$

де M_{max} – максимальний момент на валу електродвигуна; u – передаточне число редуктора привідного механізму; $S_{\varepsilon 0}$ – критичне ковзання електродвигуна, яке відповідає максимальному

моменту; ω_0 – синхронна частота обертання електродвигуна; η – к.к.д. привідного механізму.

Після підстановки залежності (2) в рівняння (1), маємо:

$$J_p \ddot{\varphi} + cR^2 \varphi = \frac{2M_{max}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}} \cdot u \cdot \eta \cdot \left(\frac{S_{\dot{\varphi}}}{S_{\dot{\varphi}0}} + \frac{S_{\dot{\varphi}0}}{1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}} \right) \quad (3)$$

Отримане рівняння являє собою нелінійне диференціальне рівняння другого порядку, яке аналітично не може бути проінтегровано. Тому для його розв'язку використаємо чисельний метод з початковими умовами руху $t=0, \varphi=0, \dot{\varphi}=0$. У результаті розв'язку рівняння (3) з вихідними даними перевантажувача:

$I_p = 1165,4 \text{ І} \cdot \text{і}^2$, $R = 0,14 \text{ і}$, $M_{max} = 246,4 \text{ І} \cdot \text{і}$, $S_{\dot{\varphi}0} = 0,54$, $w_0 = 94,2 \text{ д} \ddot{\alpha} \ddot{\alpha} / \ddot{n}$, $\eta = 0,97$, $c = 4,25 \cdot 10^5 \text{ І} / \text{і}$, $u = 29,06$, отримано функції кінематичних характеристик $\varphi = \varphi(t), \dot{\varphi} = \dot{\varphi}(t)$, які стануть кінцевими умовами першого етапу пуску та початковими для другого етапу та мають значення $\varphi = 0,0962 \text{ д} \ddot{\alpha} \ddot{\alpha}, \dot{\varphi} = 0,82 \text{ д} \ddot{\alpha} \ddot{\alpha} / \ddot{n}$. Процес руху приводного механізму описується рівнянням (3) до тих пір, поки $c\varphi R \leq W$, тут W – величина статичного опору переміщенню кранового візка, яка для розглянутого перевантажувача приймає значення $W = 7296 \text{ Н}$.

На другому етапі пуску (рис. 2.), в момент часу $t \geq t_0$, коли $c\varphi R \geq W$, вантажний візок зривається з місця, а рух механізму переміщення вантажного візка описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} J_p \ddot{\varphi} + c(\varphi R - x_2)R = M_p; \\ m_2 \ddot{x}_2 - c(\varphi R - x_2) + m_3 g \frac{x_2 - x_3}{l} = -W; \\ \ddot{x}_3 = g \frac{x_2 - x_3}{l}, \end{cases} \quad (4)$$

де x_2, x_3 – координати центрів мас відповідно візка і вантажу; m_2, m_3 – маси відповідно візка і вантажу; g – прискорення вільного падіння; l – довжина гнучкого підвісу вантажу.

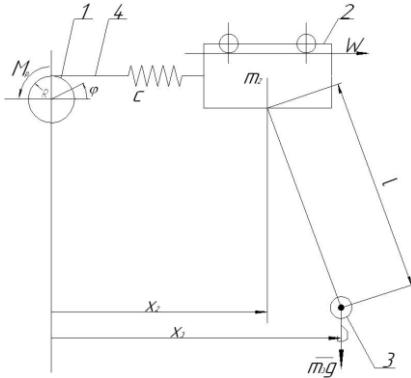


Рис. 2. Динамічна модель пуску механізму пересування візка перевантажувача на другому етапі

Система рівнянь (4) являє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь, оскільки в ній рушійний момент визначається залежністю (2), в якій швидкість барабана $\dot{\varphi}$ представлена нелінійною характеристикою. Також необхідно врахувати, що в процесі роботи довжина канату механізму зміни вильоту зменшується, а отже і його пружність буде змінюватися:

$$c = \frac{E \cdot f}{s - x_2}, \quad (5)$$

де E – модуль пружності каната; f – площа поперечного перерізу каната; s – повний хід вантажної каретки.

Тому систему рівнянь (4) розв'язано чисельним методом з початковими умовами руху $t = t_0; \varphi = \varphi_0, \dot{\varphi} = \dot{\varphi}_0, x_2 = 0, \dot{x}_2 = 0, x_3 = 0, \dot{x}_3 = 0$ та враховуючи зміну пружності (5). В результаті розв'язку системи рівнянь (4) з урахуванням додаткових вихідних даних перевантажувача $m_2 = 500 \text{ êã}$, $m_3 = 10000 \text{ êã}$, $g = 9,81 \text{ ì / ñ}^2$, $l = 46 \text{ ì}$, $s = 31 \text{ ì}$, $E = 1,7 \cdot 10^{11} \text{ Ñ}$, $f = 77,5 \cdot 10^{-6} \text{ ì}^2$, до тих даних, що були використані раніше, отримано залежності кінематичних характеристик $\varphi(t), \dot{\varphi}(t), \ddot{\varphi}(t), x_2(t), \dot{x}_2(t), \ddot{x}_2(t), x_3(t), \dot{x}_3(t), \ddot{x}_3(t)$, що представлені у вигляді графіків, які побудовані для інтервалів 50 с (а) та 5 с (б).

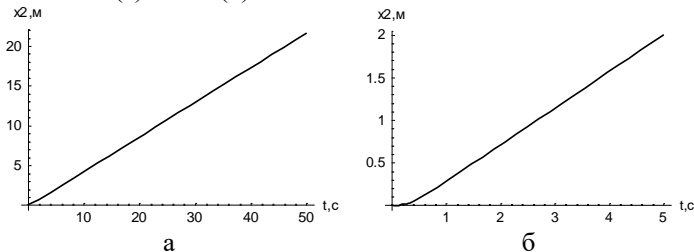


Рис. 3. Графік зміни переміщення візка

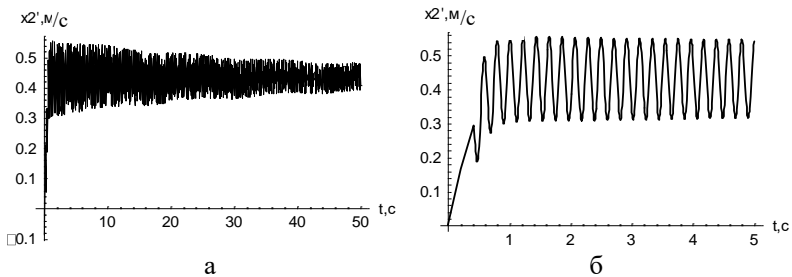


Рис. 4. Графік зміни швидкості візка

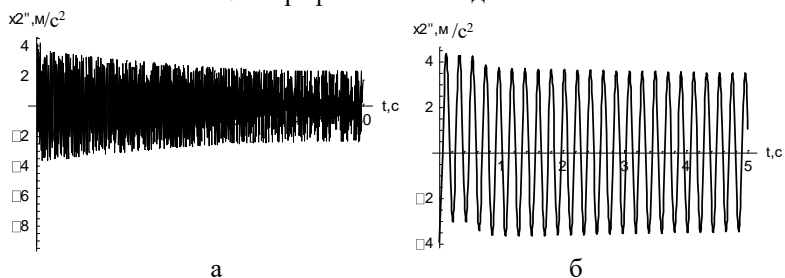


Рис. 5. Графік зміни прискорення візка

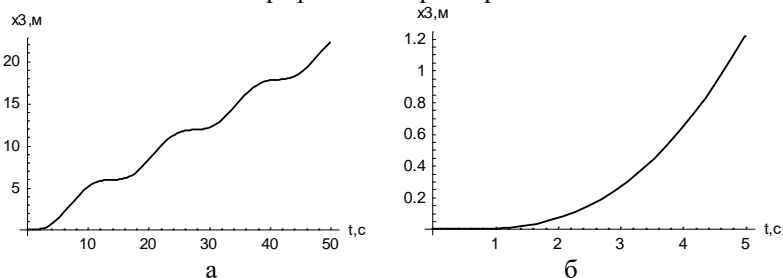


Рис. 6. Графік зміни переміщення вантажу

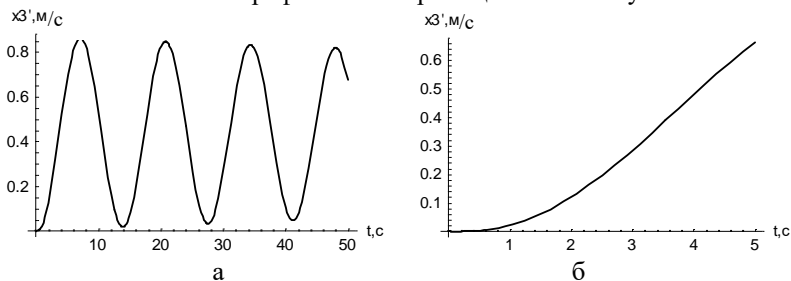


Рис. 7. Графік зміни швидкості вантажу

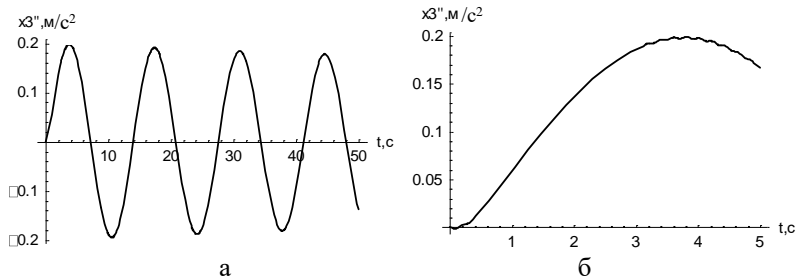


Рис. 8. – Графік зміни прискорення вантажу

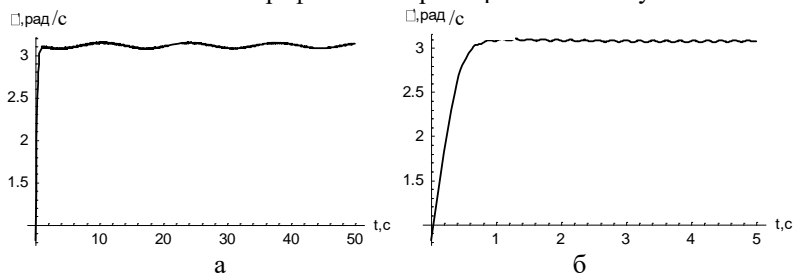


Рис. 9. Графік зміни кутової швидкості барабана вантажної каретки

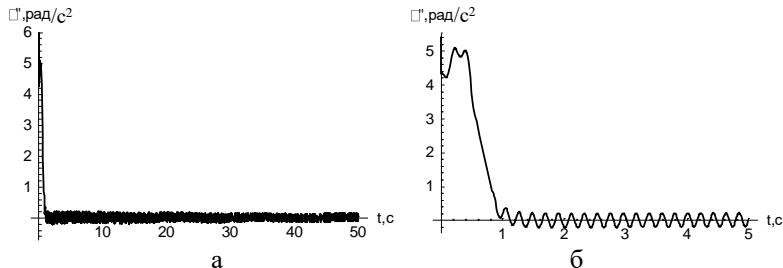


Рис. 10. Графік зміни прискорення барабана вантажної каретки

Проаналізуємо отримані графіки:

Координата переміщення візка (рис. 3) змінюється майже рівномірно, з невеликими коливаннями на початку руху. Це пов'язано з так названим ривком, що виникає під час пуску двигуна.

На графіку зміни координати швидкості візка (рис. 4) помітні значні її коливання, що мають синусоїдальний характер. Найбільша амплітуда коливань спостерігається на початку руху, і поступово зменшується, що пов'язано із врахуванням пружності канату, який на початку руху працює як пружина. До 30-ї секунди коливання, викликані пружністю каната значно згасають і до 50-ї секунди

практично зникають, швидкість поступово стабілізується і складає приблизно 0,45 м/с, але коливання викликані розхитуванням вантажу, все ж залишаються.

Координата прискорення візка (рис. 5) також має значну амплітуду коливань на початку руху, в процесі руху коливання прискорення візка поступово згасають та до 50-ї секунди амплітуда зміни прискорення все ж залишається.

У процесі руху частота коливань як швидкості, так і прискорення візка збільшується, а амплітуда коливань зменшується. Ріст частоти коливань вантажу пов'язаний із зменшенням довжини канату механізму зміни вильоту та відповідним збільшенням його пружності. Згасання амплітуди коливань пов'язано з тим, що після пуску двигуна візок рухається практично рівномірно і велике значення амплітуди коливань, викликане пуском механізму, поступово згасає.

На графіках, що відповідають зміні координат вантажу (рис. 6–8) добре видно поведінку всіх складових руху вантажу. Повний цикл коливання вантажу відбувається приблизно за 14 с. В цей час швидкість вантажу компенсується швидкістю руху візка та рівна нулю. На графіку переміщення вантажу (рис. 6) видно, що в деякий момент вантаж майже не рухається, так як рух візка і коливання вантажу накладаються одне на інше. Приблизно на 7-й секунді швидкість вантажу максимальна, а прискорення рівне нулю, при проходженні цієї точки вантаж починає рухатись в зворотному напрямку. Амплітуда коливань швидкості вантажу (рис. 7) поступово зменшується, як і амплітуда коливань прискорення вантажу (рис. 8).

Графіки зміни кутової швидкості та прискорення (рис. 9–10) барабана механізму пересування каретки також мають деяку амплітуду коливань, яка поступово згасає. Кутова швидкість (рис. 9) набуває номінального значення – 3,24рад/с і продовжує трохи коливатись внаслідок коливань вантажу, а прискорення набуває значення, близького до 0, також з невеликими коливаннями.

Висновки

Дослідження механізму переміщення візка перевантажувача дало змогу проаналізувати поведінку вантажу та елементів механізму переміщення візка, під час його роботи, та отримати конкретні відомості про вплив коливань вантажу на барабан механізму переміщення вантажної каретки. Зменшення коливань вантажу за рахунок керування приводом дозволить зменшити навантаження на привідний механізм та підвищити надійність механізму переміщення візка в цілому.

Література

1. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин, – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
2. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
3. Сергеев С.Т. Надёжность и долговечность подъемных канатов. – К.: Техніка, 1968. – 238 с.
4. Смахов А.А., Ерофеев Н.И. Оптимальное управление подъемно–транспортных машин. 1975. – 239 с.
5. Вешеневский С.Н. Характеристики двигателей в электроприводе. Изд. 6–е, исправленное. М.: Энергия, 1977. –432 с.

УДК 677.11.021

© Ю.С. Мешков к.т.н; С.М. Коб'яков, к.с.–г.н.; О.П. Домбровська, к.т.н.
Херсонський національний технічний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБРОБКИ КОРОТКОГО ЛЛЯНОГО ВОЛОКНА

У статті наведено аналіз експериментальних досліджень переробки короткого лляного волокна за новою технологією та знайдено оптимальні параметри його обробки.

**КУДЕЛЕПРИГОТУВАЛЬНА МАШИНА, ЖИВИЛЬНИК,
КІЛКОВИЙ ПАРАЛЕЛІЗАТОР, КОРОТКЕ ЛЛЯНЕ ВОЛОКНО,
КОТОНІН.**

Постановка проблеми. Відомо, що ступінь паралелізації волокна в куделеприготуванні істотно впливає на процес механічної обробки й, відповідно, на якість короткого волокна. Однак на льонопереробних підприємствах необхідний ступінь паралелізації не досягається через недосконалість здійснення цього процесу в живильнику ПКМ (рис. 1).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відходи тіпання й низькосортна треста переробляються на куделеприготувальному агрегаті з метою виготовлення короткого волокна. У класичних працях Маркова В. В. [1,2], Храмцова В. Н. [3], Іпатова А.М. [4] та інших авторів досить ґрунтовно викладено теоретичні основи первинної переробки луб'яної сировини. Основні положення теорії переробки короткого лляного волокна в котонін, викладені в наукових працях

Бухтанова, Рудакова, Рибаківа, набули подальшого розвитку в роботах Живетіна, Гінзбурга, Чурсіної, Валька та інших [5–7].

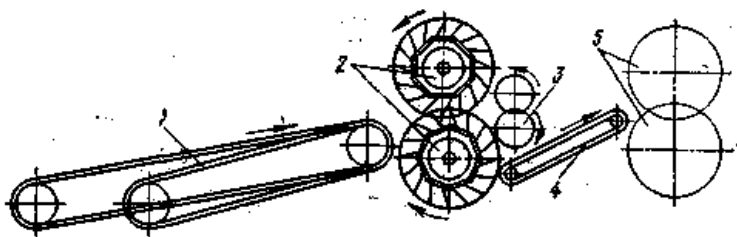


Рис. 1. Технологічна схема живильнику ПКМ: 1 – живильний конвеєр; 2 – кілкові барабани; 3 – витяжні вальці; 4 – передавальний конвеєр; 5 – кілкові барабани куделеприготувальної машини

Поряд з удосконаленням процесу одержання довгого лляного волокна, технологічні операції переробки відходів тіпання й низькосортної трести на даний час також потребують особливої уваги у зв'язку зі збільшенням частки короткого волокна в загальній масі продукції льонопереробних підприємств. На даний час діапазон використання короткого лляного волокна значно розширився. Однак у такому вигляді, в якому коротке волокно одержують на льонозаводах з відходів тіпання, його переробка за новими технологіями неможлива. Коротке лляне волокно повинне пройти додаткову, більш глибоку обробку, щоб його фізико-механічні властивості відповідали вимогам нової технології переробки в бавовняній, вовняній, фармацевтичній і целюлозно-паперовій промисловості.

Мета дослідження. Зменшення вмісту волокна в технологічних відходах після механічної обробки дозволить зберегти значну кількість цінної сировини. Досягти цього можна за рахунок модернізації куделеприготувального агрегата, особливо вузлів живлення та тіпання.

Результати дослідження. Для вирішення цього питання запропонована технологія, згідно з якою пром'ятий і звільнений від зв'язаної костриці шар волокна подається до механізму паралелізації, де він проходить через пари барабанів з площинно-конусними кілками. Кілки переміщуються всередину барабана за рахунок зміщення центра їх обертання щодо осі цього барабана. Це необхідно для того, щоб запобігти захоплюванню волокна і його намотуванню на барабани.

На стадії обробки відходів тіпання було використано паралелізатор з комплектом кілкових барабанів з різним кроком кілків, встановлених у паралельному порядку (рис. 2). Зважаючи на те, що швидкість руху кілків пропорційна діаметру барабана, паралелізація волокон відбувається за рахунок зменшення кроку кілків і їх кількості на барабанах.

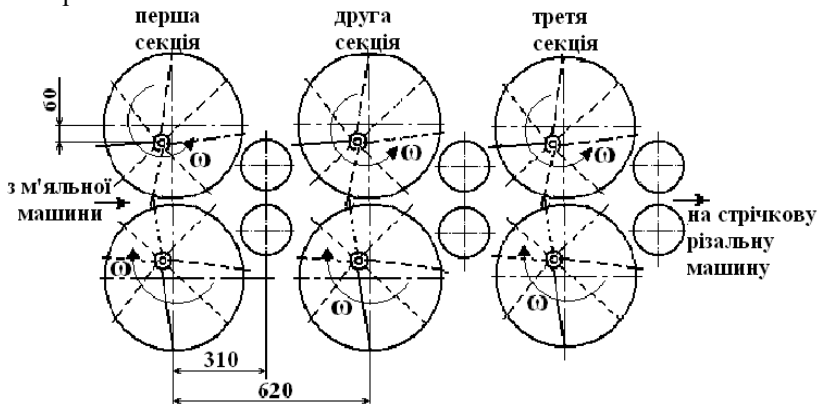


Рис. 2. Технологічна схема кілкового паралелізатора

Під час обробки відходів тіпання за запропонованою технологією зберігається висока міцність волокна і водночас підвищується ступінь руйнування зв'язку між волокном і деревиною й за рахунок цього значно знижується вміст костриці в короткому лляному волокні.

Під час проведення експерименту досліджували зміну ступеня паралелізації короткого волокна в залежності від кроку кілків паралелізаційного механізму.

Для одержання короткого волокна льону, показники якості якого після штапелювання найбільш наближені до аналогічних параметрів бавовни, обробку здійснювали на трьох парах кілкових барабанів з різним кроком кілків: 20 мм; 15 мм; 10 мм. Ступінь паралелізації волокна визначали згідно з методикою, наведеною в [8]. Результати досліджень наведено в табл. 1 – 3 та графічно відображено на рис. 1. Аналіз даних табл. 1 свідчить, що обробка шару волокна на першому кілковому барабані з кроком кілків $t = 20$ мм спричиняє зміну розподілу волокон за довжиною. Так, після цієї обробки вміст волокон завдовжки 30 – 40 мм становить 20,5 %, тоді як вміст волокон пухової групи дорівнює 7,8 %.

Таблиця 1. Розподіл волокон за довжиною після обробки на першій парі кілкових барабанів паралелізатора

Групи волокон за довжиною, мм	Середня довжина волокон у групі, L_i , мм	Дійсна маса в % від сумарної M_i	Добуток $L_i \cdot M_i$
0 – 9	5	7,84	39,30
10 – 19	15	13,02	195,00
20 – 29	25	18,26	456,50
30 – 39	35	20,50	717,50
40 – 49	45	7,59	341,55
50 – 59	55	6,48	356,40
60 – 69	65	5,92	384,80
70 – 79	75	4,54	340,50
80 – 89	85	4,12	350,20
90 – 99	95	3,35	318,25
100 – 109	105	2,92	306,60
110 – 119	115	3,22	370,30
120 і більше	125	2,23	278,75

Таблиця 2. Розподіл волокон за довжиною після обробки на другій парі кілкових барабанів паралелізатора

Групи волокон за довжиною, мм	Середня довжина волокон у групі, L_i , мм	Дійсна маса в % від сумарної M_i	Добуток $L_i \cdot M_i$
0 – 9	5	9,14	45,71
10 – 19	15	16,16	242,47
20 – 29	25	21,56	539,00
30 – 39	35	25,01	875,35
40 – 49	45	7,07	318,15
50 – 59	55	5,84	321,20
60 – 69	65	4,73	307,45
70 – 79	75	3,30	247,50
80 – 89	85	2,09	177,65
90 – 99	95	1,88	178,60
100 – 109	105	1,53	160,65
110 – 119	115	0,96	110,40
120 і більше	125	0,68	85,00

Таблиця 3. Розподіл волокон за довжиною після обробки на третій парі кілкових барабанів паралелізатора

Групи волокон за довжиною, мм	Середня довжина волокон у групі, L_i , мм	Дійсна маса в % від сумарної M_i	Добуток $L_i \cdot M_i$
0 – 9	5	10,23	51,15
10 – 19	15	20,35	305,25
20 – 29	25	21,33	533,25
30 – 39	35	25,68	898,80
40 – 49	45	9,58	431,10
50 – 59	55	5,56	305,80
60 – 69	65	3,65	237,25
70 – 79	75	0,97	72,75
80 – 89	85	0,60	51,00
90 – 99	95	0,77	73,15
100 – 109	105	0,46	48,30
110 – 119	115	0,55	63,25
120 і більше	125	0,20	25,00

Аналіз графіків, наведених на рис. 3, свідчить, що ступінь паралелізації, який характеризується відсотковим вмістом волокон завдовжки 30 – 40 мм, зростає від першої пари барабанів до третьої, кількість волокон з довжиною понад 120 мм зменшується, але після обробки на третій парі спостерігається деяке зростання кількості волокон пухової групи. Так, після обробки шару волокна на кілкових барабанах із кроком кілків 15 мм вміст волокон завдовжки 30 – 40 мм становить 25%, а волокон пухової групи 9,1%. Аналогічні показники після обробки на третьому кілковому барабані з кроком кілків 10 мм становлять відповідно 25,7% і 10,2%. Тому недоцільно встановлювати в паралелізаційному вузлі четверту пару кілкових барабанів.

Оскільки на кілкових барабанах паралелізатора встановлено площинно–конусні кілки, це дозволяє збільшити їх кількість і розділити шар волокна. Волокна, які затискаються в полі паралелізації, розділяються на більш дрібні жмути, що сприяє підвищенню рівномірності шару, розпрямленню волокон і збільшенню ступеня їх паралелізації.

Виходячи з результатів проведених досліджень, необхідний крок площинно–конусних кілків становить 20 мм; 15 мм; 10 мм. Зменшення відстані між кілками забезпечує підвищення ефективності процесів паралелізації волокон і видалення костриці. Однак крок кілків 5 мм є неприпустимим, тому що під час проходження шару волокна

через кілкові барабани з цим кроком відбувається інтенсивне дроблення волокон, за рахунок чого утворюється велика кількість волокон пухової групи, які за подальшої переробки випадають в пачоси.

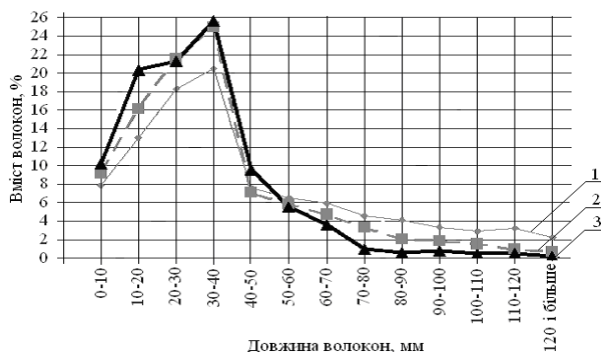


Рис. 3. Розподіл волокон за довжиною після обробки на кілкових барабанах паралелізаційного механізму: 1 – перший кілковий барабан паралелізатора; 2 – другий кілковий барабан паралелізатора; 3 – третій кілковий барабан паралелізатора

Висновки. Таким чином, у ході експериментальних досліджень встановлено, що оптимальний ступінь паралелізації короткого волокна досягається під час обробки сировини в паралелізаційному механізмі з трьома парами кілкових барабанів, у яких крок кілків по довжині барабана в першій, другій та третій парах становить відповідно 20; 15; 10 мм.

Обробка короткого лляного волокна з застосуванням кілкового паралелізатора забезпечує більш високий ступінь паралелізації волокна і підвищує ефективність його подальшої переробки на котонін.

Література

1. Марков В.В., Суслов Н.Н. и др. Первичная обработка лубяных волокон. Учебник для вузов. – М.: Легкая индустрия, 1974. – 416 с.
2. Марков В. В. Первичная обработка льна и других лубяных культур. – М.: Легкая и пищевая пром–сть, 1981. – 376 с.
3. Справочник по заводской первичной обработке льна / Под редакцией Храмцова В.Н. – М.: Легкая индустрия, 1984. – 512 с.
4. Ипатов А. М. Теоретические основы механической обработки лубяного сырья: Учебное пособие для вузов. – М.: Легпромбытиздат, 1989. – 144 с.

5. Живетин В.В., Гинзбург Л.Н., Ольшанская О.М. Лен и его комплексное использование.– М.: Информ – Знание, 2002. – 400 с.

6. Ткачева Т.М., Чурсина Л.А. Пути модификации льняных волокон: Монография. – К.: Науковий світ, 2004. – 96 с.

7. Морьганов А.П. Проблемы, реалии и перспективы переработки отечественного льна в котонин и использование его в текстильной и легкой промышленности // Текстильная промышленность. – 2001. – №3. – С. 58–63.

8. Мешков Ю.Є. Розробка технологічного процесу одержання короткого лляного волокна підвищеної якості. Дис...канд. техн. наук: 05.18.03. – Херсон, 2007. – 162 с.

Рецензент д.т.н., проф. Т.О. Кузьміна

УДК 631.363.023

© К.Д. Матвеев, к.т.н., П.Г. Лузан, к.т.н., Р.В. Кісільов,
М.В. Личук, к.ф.–м.н., В.О. Матвеева
Кіровоградський національний технічний університет

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЛОПАТЕЙ КОМБІНОВАНОГО СТРІЧКОВО–ЛОПАТЕВОГО ЗМІШУВАЧА КОРМІВ

Проведений аналіз досліджень теорії змішування кормів і конструкцій змішувачів, що дозволило встановити перспективний напрямок їх вдосконалення. Запропоновано вдосконалену конструкцію комбінованого стрічково–лопатевого змішувача. Обґрунтовані геометричні параметри форми лопатей змішувача, режими їх роботи та кути установки.

**СТРІЧКОВО–ЛОПАТЕВИЙ, ЗМІШУВАЧ, ЛОПАТИ,
КОРМОСУМІШ, АТАКУЮЧА ПОВЕРХНЯ, КОМПОНЕНТИ,
ТВАРИННИЦТВО.**

Постановка проблеми. Від якості підготовки кормів для годівлі тварин та приготування збалансованих багатокомпонентних кормосумішей з білково–вітамінними макро– і мікродобавками залежить ефективність їх використання, підвищується продуктивність тварин і зменшуються витрати кормів на виробництво продукції тваринництва [1, 2, 3].

Для забезпечення роботи механізованих кормоцехів та мобільних кормороздавачів–змішувачів в Україні і за кордоном

найбільш широко використовуються шнекові, стрічкові, лопатеві і комбіновані змішувачі різної конструкції та взаємодії робочих органів з сировиною. Однак, наявність великої кількості розроблених конструкцій змішувачів, не дозволяє в повній мірі забезпечити якість виготовлення кормосуміші у відповідності з встановленими технологічними і зоотехнічними вимогами [4]. До цього часу не обґрунтовані раціональні конструктивні і кінематичні параметри їх робочих органів, режими та показники якості роботи.

Аналіз досліджень та публікацій. Значну роль у дослідженні й удосконаленні конструкцій змішувачів кормів примусової дії, обґрунтуванні методів та розрахунків технології приготування кормосумішей внесли відомі вітчизняні і зарубіжні вчені Кукта Г.М., Григорьев А.М., Лобановський Г.А., Лапшин А.А., Макаров Ю.І., Мельников С.В., Кулаковський І.В., Войтюк Д.Г., Мянд А.Є., Сироватка В.І., Резнік Є.І., Вагін Є.А., Завражнов А.І., Уланов І.А. і багато інших дослідників. У своїх працях вони сформулювали фундаментальні теоретичні основи змішування матеріалів та встановили загальні залежності між факторами техніки і технологій, забезпечивши їх поступальний розвиток у науковому і прикладному напрямках [3, 5, 6].

За останні роки в США, ФРН, Україні, Данії, Франції та інших країнах все більше приділяється увага приготуванню багатокомпонентних кормосумішей безпосередньо на фермах [4, 7, 8]. Прикладом виробництва сучасних найбільш поширених типів змішувачів є фірми Harvester, Шварц, Butler, KUNN, Stortis P.A., Siloking та ін.

Аналіз досліджень процесу змішування кормів різними робочими органами мішалок показує, що вони не дають точного уявлення про фізичну сутність процесу, тому що існуючі конструкції робочих органів не завжди дозволяють заздалегідь спрогнозувати утворення рівномірного розподілу часток, перерозподіл компонентів у всій масі кормосуміші і оперативно керувати процесом сумішоутворення. Це обумовлено перш за все тим, що складові компоненти суміші зазнають рівнозалежного впливу робочих органів і рухаються довільними траєкторіями. Внаслідок чого відбувається некерований конвективний і дифузійний перерозподіл часток між потоками змішування компонентів чим не досягається задана однорідність суміші. Тому не зважаючи на значну кількість наукових напрацювань, актуальною проблемою залишається розробка нових більш перспективних технічних конструктивних рішень робочих органів, покращення якісних показників та їх обґрунтування.

Метою даної статті є підвищення якості та ефективності приготування кормосумішей на фермах ВРХ шляхом визначення оптимальних конструктивних і технологічних параметрів лопатей стрічково–лопатевого змішувача кормів.

Виклад основного матеріалу. За рахунок застосування механічного змішування різних видів кормів повністю рівномірного розподілення компонентів у суміші досягти практично неможливо, і в залежності від агрегатного стану компонентів суміші необхідно використовувати відповідні змішувачі. Стан повного змішування компонентів суміші у цьому випадку досягається тільки шляхом неупорядкованого розподілу часток під дією зовнішніх сил, тобто ймовірність знаходження частки даного компонента є постійною величиною, яка дорівнює долі цього компонента за рецептом раціону у всій порції кормосуміші.

Не дивлячись на різницю консистенції і складу, кормосумішки мають деякі загальні властивості і залежності, які дозволяють оцінювати і керувати процесом змішування компонентів та визначати придатність змішувального пристрою для конкретного призначення.

Для усунення існуючих недоліків традиційних змішувачів пропонується змінити напрями руху кормової суміші за рахунок використання більш досконалої конструкції мішалки (рис. 1). Інтенсифікація процесу та підвищення швидкості змішування компонентів в мікрооб'ємах і більша однорідність суміші досягається за рахунок встановлення гвинтових стрічок 4 і багатосекційних плоских лопатей 13 по периферії мішалки з різним кутом нахилу їх до валу 1 мішалки в парних (сусідніх) рядах з відповідним дообладнанням їх радіальними пальцями 10.

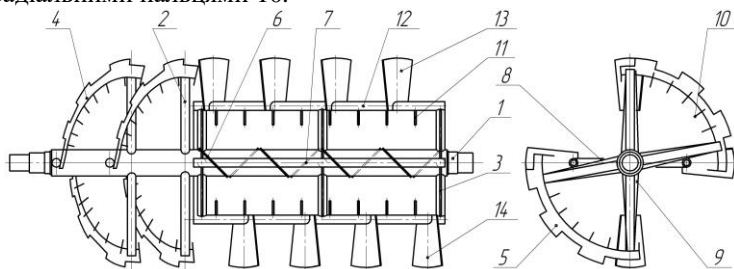


Рис. 1. Схема конструкції вдосконаленої мішалки стрічково–лопатевого змішувача кормів: 1 – вал; 2 – стійка гвинтової мішалки; 3 – косинка лопатевої мішалки; 4, 5 – гвинтова стрічка; 6, 7 – ліва лопать; 8 – стійка лопатевої мішалки; 9 – косинка гвинтової мішалки; 10, 11 – радіальні пальці; 12 – горизонтальна труба; 13, 14 – права лопать

Процес змішування кормів експериментальним змішувачем виконується наступним чином. Під час роботи змішувача компоненти кормосуміші завантажуються транспортером в бункер, де поступово вирівнюється їх потік та змішуються стрічковими довгими гвинтовими лопатями з пальцями, і подаються у багатосекційну мішалку з плоскими лопатями. Лопаті верхнього ряду з правим кутом нахилу відокремлюють порцію кормосуміші по ширині лопаті і переміщують її в радіальному, круговому і осьовому напрямках в праву, а другий ряд з лівим кутом нахилу в ліву сторони змішувача. При цьому частки кожного компоненту суміші потрапляють в зону взаємодії складних рухів, перетинів і зіткнень та періодично переміщуються з одного потоку до іншого, що прискорює процес змішування.

Переміщення кормосуміші по поверхні лопатей з різним кутом нахилу в зоні інерційного (вільного) руху здійснюється в режимі підвищення динамічності процесу та збільшення зіткнень і перетинів в радіальному та осьовому напрямках, що визначається формою атакуючої лопаті, кроком розташування, розмірами та кінематичними режимами їх роботи.

Рух частки кормосуміші по дузі A_0A_1 та вздовж вісі вала (рис. 2), яка знаходиться на поверхні лопаті біля внутрішньої поверхні корпусу змішувача, відбувається під дією таких сил: ваги – mg , відцентрової – $F_r = m\omega_1^2 R_\phi$, Кориоліса – $F_\phi = 2m\omega_1 v_\phi$, нормальної реакції внутрішньої поверхні корпусу – N , тертя по внутрішній поверхні корпусу – $F = (mg \cos \beta + m\omega_1^2 R_\phi) \mu g \varphi$, нормальної реакції поверхні лопаті – N_1 , тертя частки по лопаті – F_0 , рушійної сили – T .

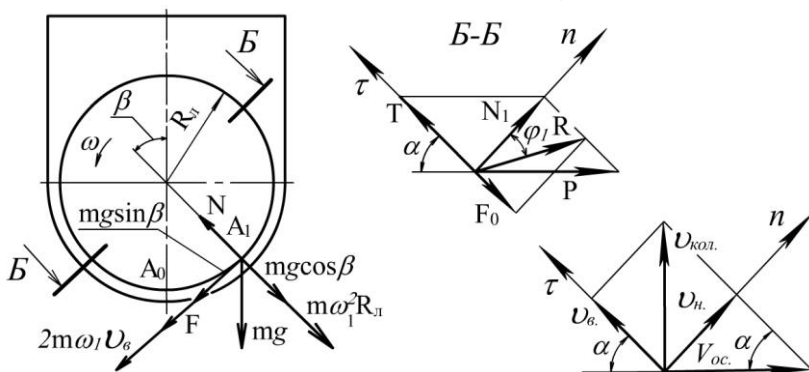


Рис. 2. Схема дії сил на частку під час обертання лопаті змішувача

Умова руху вздовж вісі мішалки буде забезпечуватися у випадку, коли рушійна сила $T > F_0$, тобто частка кормосуміші рухається по поверхні лопаті мішалки:

$$(F + 2m\omega_1 v_a + mg \sin \beta) \cos \alpha > (F + mg \sin \beta) \sin \alpha \cdot tg \varphi_1, \quad (1)$$

або

$$[(mg \cos \beta + m\omega_1^2 R_e) + (2m\omega_1 v_a + mg \sin \beta)] \cos \alpha > [(mg \cos \beta + m\omega_1^2 R_e) tg \varphi + mg \sin \beta + 2m\omega_1 v_a] \sin \alpha \cdot tg \varphi_1, \quad (2)$$

де ω_1 – кутова швидкість руху частки; β – кут підйому частки по циліндричній поверхні корпусу; φ_1 – кут тертя кормосуміші по поверхні лопаті; α – кут встановлення лопаті до вісі мішалки; φ – кут тертя кормосуміші по поверхні корпусу змішувача.

Умова руху частки буде забезпечуватися тоді, коли кут нахилу лопаті $\alpha < 90 - \varphi_1$.

Для визначення кінематичних режимів руху по поверхні лопаті і внутрішній поверхні корпусу змішувача з урахуванням вектора відносного переміщення частки, складаємо диференціальні рівняння руху.

$$\left. \begin{aligned} m \frac{dv}{dt} &= T - F_0 = P \cos \alpha - N_1 tg \varphi_1 \\ N_1 &= P \sin \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

Силу P визначимо за формулою:

$$P = F + 2m\omega_1 v_a + mg \sin \beta = (mg \cos \beta + m\omega_1^2 R_e) tg \varphi + 2m\omega_1 v_a + mg \sin \beta$$

Підставивши у перше рівняння значення сили N_1 і замість сили P її значення, отримаємо:

$$m \frac{dv}{dt} = [(mg \cos \beta + m\omega_1^2 R_e) tg \varphi + 2m\omega_1 v_a + mg \sin \beta] \cos \alpha - [(mg \cos \beta + m\omega_1^2 R_e) tg \varphi + 2m\omega_1 v_a + mg \sin \beta] \sin \alpha tg \varphi_1, \quad (4)$$

звідки:

$$\frac{dv}{dt} = tg \varphi \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1} (g \cos \beta + \omega_1^2 R_e) + \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1} (g \sin \beta + 2\omega_1 v_a). \quad (5)$$

Відносна швидкість руху частки вздовж лопаті складе:

$$v_a = \frac{du}{dt} = A_1 u_1 e^{x_1 t} + A_2 u_1 e^{x_2 t} = u_1 (A_1 e^{x_1 t} + A_2 e^{x_2 t}), \quad (6)$$

де $x_{1,2} = \left(-tg \varphi_1 \pm \sqrt{tg^2 \varphi_1 + 1} \right) \omega_1$, $A_1 = \frac{x_1 x_2}{x_2 - x_1}$, $A_2 = \frac{x_1 x_2}{x_1 - x_2}$;

u – рівняння траєкторії переміщення частки вздовж лопаті до внутрішньої поверхні корпусу змішувача; t – час проходження часткою лопаті; u_1 – координата точки початку руху частки.

Позначимо постійні величини: $\hat{A} = tg \varphi_1 \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1}$, $\hat{A} = \frac{\cos(\alpha + \varphi_1)}{\cos \varphi_1}$.

Тоді формула (5) буде мати вигляд:

$$\frac{dv}{dt} = \hat{A} \cdot (g \cos \beta + \omega_1^2 R_e^2) + B \cdot [g \sin \beta + 2\omega_1 (A_1 u_1 e^{x_1 t} + A_2 u_1 e^{x_2 t})] \quad (7)$$

Розрахувати чисельні значення кінематичних параметрів руху частки кормосуміші в лопатовому змішувачі для забезпечення технологічного процесу за допомогою отриманого нелінійного рівняння звичайними методами не можливо, тому його розв'язок отриманий чисельним методом на ЕОМ.

Аналіз рівняння (7) показує, що вибір форми атакуючої поверхні, розмірів, кута установки і режимів роботи лопатей змішувача мають значний вплив на ефективність процесу сумішоутворення та продуктивність змішувача. Проведені дослідження показали, що процес приготування однорідної суміші прискорюється, якщо на частку компоненту суміші діють більші імпульси сил лопатей в осьовому і поперечному перерізах змішувача.

Аналіз схем визначення форми атакуючої поверхні і розміщення лопатей (рис. 3) на валу мішалки показує, що інтенсивність руху потоків сумішки у напрямку руху лопатей завжди набагато вищі, чим у осьовому напрямку вісі вала змішувача. Для прискорення технологічного процесу масообміну компонентів необхідно обґрунтувати раціональну величину кутів, розмірів і кроку встановлення лопатей таким чином, щоб інтенсивність руху потоків суміші вздовж вісі мішалки була найбільшою, а імпульси зовнішніх сил досягали максимального значення в осьовому напрямку.

Під час обертання похилої плоскої атакуючої поверхні лопаті з кутом α і шириною B , наявності тертя матеріальної частки по поверхні лопаті з кутом тертя φ , остання за один оберт лопаті переміщується в осьовому напрямку на відстань h_0 , величину якої можна визначити за формулою:

$$h_0 = S \cdot \frac{\cos \alpha \cos(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}, \quad (8)$$

а з відставанням у цьому напрямку:

$$Z_o = S \cdot \frac{\sin \alpha \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \quad (9)$$

Під час обертання лопаті *AEFC* (рис. 4), утворюється полий циліндр, об'єм якого визначається за формулою:

$$V = \pi(R_g^2 - r^2)B \cos \alpha, \quad (10)$$

де R_g – радіус зовнішньої крайки лопаті, м; r – радіус внутрішньої крайки лопаті, м; B – ширина лопаті, м.

Осьова швидкість переміщення частки суміші залежить від коефіцієнта тертя матеріалу і складає, м/с:

$$v_z = S \cdot \left[1 - \frac{\sin \alpha \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \right]. \quad (11)$$

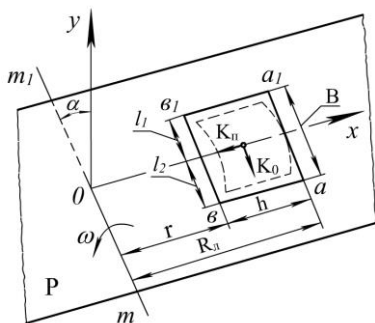


Рис. 3. Схема до визначення форми атакуючої поверхні і розміщення лопатей

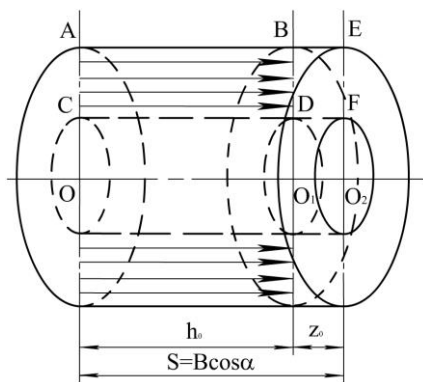


Рис. 4. Схема до визначення об'ємної продуктивності однієї похилої плоскої лопаті за один оберт змішувача

Тоді з урахуванням (8), (9) і (11) об'ємну продуктивність лопатевого змішувача за один оберт вала можна визначити за формулою, м³/с:

$$W = \pi \cdot (R_g^2 - r^2) \cdot v_z \cdot m = \pi \cdot (R_g^2 - r^2) \cdot S \cdot \left[1 - \frac{\sin(\alpha + \varphi) \cdot \sin \alpha}{\cos \varphi} \right] \cdot m, \quad (12)$$

звідки продуктивність змішувача, кг/с:

$$Q = \frac{n \cdot \gamma}{60} \cdot \pi \cdot (R_g^2 - r^2) \cdot S \cdot \left[1 - \frac{\sin \alpha \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi} \right] \cdot m, \quad (13)$$

де n – частота обертання вала, об/хв.; γ – щільність суміші перед лопаттю, кг/м³; m – кількість лопатей.

Залежність об'ємної і масової продуктивності лопатевого змішувача залежить від величини коефіцієнта тертя і частоти обертання вала мішалки (рис. 5 а, б).

Аналіз впливу конструктивних параметрів лопаті на величину імпульсів K на частки суміші в зоні руху лопатей проводилось з рівнянь у напрямку осі обертання вала і осьового переміщення суміші (14, 15).

$$K(P_p) = g \rho h \cdot tg^2 \left(45 + \frac{\varphi}{2} \right) \cdot (\cos \alpha + f \sin \alpha) \cdot \Delta t \int_a^{a_1} dy \cdot \cos \alpha \int_r^{R_g} dx ; \quad (14)$$

$$K(P_o) = g \rho h \cdot tg^2 \left(45 + \frac{\varphi}{2} \right) \cdot (\sin \alpha - f \cos \alpha) \cdot \Delta t \int_a^{a_1} dy \cdot \cos \alpha \int_r^{R_g} dx , \quad (15)$$

де ρ – щільність суміші перед лопаттю, кг/м³; h – середня глибина найбільшого занурення лопаті, ($h = R_g$); φ – кут тертя суміші по поверхні лопаті; α – кут нахилу лопаті до осі мішалки; Δt – тривалість взаємодії лопаті на суміш, с.

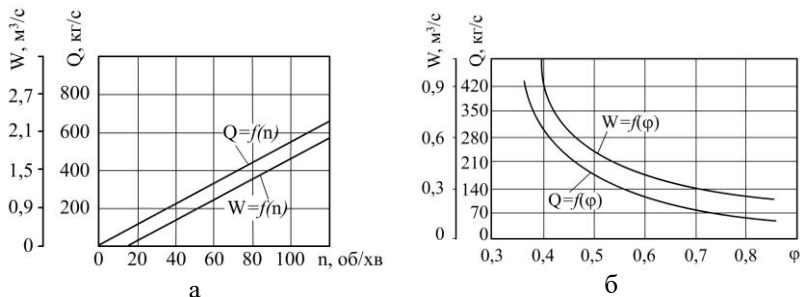


Рис. 5. Залежність об'ємної і масової продуктивності змішувача від: а – частоти обертання вала при $\alpha = 45^\circ$, $B = 0,4R_g$, $h = 0,5R_g$, $m = 16$ шт., $R_g = 0,58$ м, $f = 0,22$, $\gamma = 300$ кг/м³; б – коефіцієнта тертя за один оберт при $\alpha = 45^\circ$, $B = 0,4R_g$, $R_g = 0,58$ м, $h = 0,5R_g$

Аналіз рівнянь (13), (14) показує, що під час збільшення висоти лопатей імпульс K досягає максимального значення (позначимо його K_{max} при $h = R_g$). Співвідношення визначених

імпульсів K/K_{max} в залежності від висоти і ширини лопаті (при $h=0,5R_{\bar{e}}$, $B=0,4R_{\bar{e}}$) та постійних інших факторах, до часток суміші прикладається біля 50–60% максимального імпульсу K_{max} (рис. 6 а, б). Збільшенням висоти і ширини лопаті не вдається істотно збільшити кількість імпульсів. Так, при збільшенні висоти h в 1,5 рази імпульси K підвищуються тільки на 15%, що призводить до недоцільного збільшення маси змішувача.

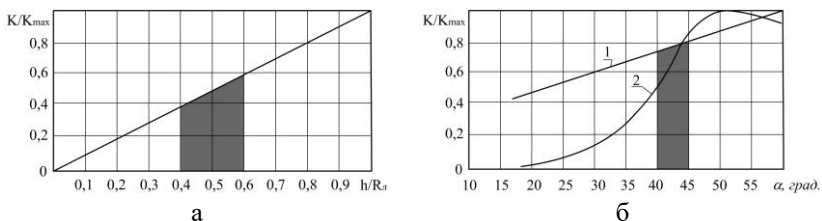


Рис. 6. Залежність K/K_{max} імпульсів осьової і кругової сил від:

а – співвідношення $h/R_{\bar{e}}$ при $f=0,51$, $\alpha=45^\circ$, $\gamma=300$ кг/м³,

$K_{max\bar{i}\bar{n}}=21,27 \text{ т} \cdot \bar{n}$ і $K_{max\bar{e}\bar{d}}=67,5 \text{ т} \cdot \bar{n}$, $B=0,4R_{\bar{e}}$; б – кута

нахилу лопатей α при $f=0,51$, $h=0,5R_{\bar{e}}$, $\gamma=300$ кг/м³,

$R_{\bar{e}}=0,58$ м, $K_{max\bar{i}\bar{n}}=13,1 \text{ т} \cdot \bar{n}$, $K_{max\bar{e}\bar{d}}=83,7 \text{ т} \cdot \bar{n}$, $B=0,4R_{\bar{e}}$;

1 – кругова, 2 – осьова

При зміні кута нахилу плоских лопатей імпульс зовнішніх сил K досягає максимального значення при $\alpha=40...50^\circ$, а у гвинтових лопатей – при $\alpha=46...47^\circ$ (рис. 6 б). Гвинтові лопаті складніші плоских лопатей у виготовленні і помітних переваг в технологічному процесі перемішування компонентів суміші не мають. Але при використанні їх у комбінації секції лопатевої мішалки при завантаженні змішувача віддозованих компонентів кормосуміші збірним транспортером забезпечують більш краще вирівнювання руху потоків, конвективне змішування і зменшує довжину вивантажувального шнека.

Висновки. Для усунення існуючих недоліків традиційних змішувачів пропонується нова розроблена більш досконала конструкція комбінованої мішалки з гвинтовими стрічками і багатосекційними плоскими лопатями, які встановлені по периферії мішалки з різним напрямком кута нахилу їх до осі мішалки в парних рядах з відповідним кроком з дообладнанням їх радіальними пальцями та приведена їх перевага.

Обґрунтовано форму атакуючої поверхні і геометричні параметри лопатей та досліджено кінематичні режими роботи їх, що підвищує однорідність кормосуміші та продуктивність змішування кормів.

У змішувачах для приготування кормосумішей для ВРХ при застосуванні комбінованих стрічково–лопатевої мішалок доцільно вибирати ширину лопаті $B = 0,4R_{\text{в}}$, а висоту – $h = 0,5R_{\text{в}}$ з кутом нахилу її до вісі вала $\alpha = 45^\circ$.

Література

1. Кельнер В.Р. Приготовление и использование полнорационных кормов в промышленном животноводстве / В.Р. Кельнер, Е.Г. Коноплев.– М.: ВНИИТЭСХ, 1972.
2. Лисенко В.П. Приготовление кормовых смесей для КРС / В.П. Лисенко // Животноводство.–1973.– С. 9.
3. Кукта Г.М. Технология переработки и приготовления кормов / Г.М. Кукта.– М.: Колос, 1978.– 240 с.
4. Ревенко І.І. Машини та обладнання для тваринництва [Підручник] / І.І. Ревенко, М.В. Брагінець, В.І. Ребенко– К.: Кондор, 2009.– 730 с.
5. Макаров Ю.И. Аппараты для смешивания сыпучих материалов / Ю.И. Макаров.– М.: Машиностроение, 1973.– 215 с.
6. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников.– Л.: Колос, 1978.– 560 с.
7. Резник Е.И. Развитие зарубежной техники для заготовки и раздачи кормов / Е.И. Резник, С.В. Рыжов // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 1985.– №1.– С. 15–18.
8. Сыроватка В.И. Новое в механизации приготовления кормов / В.И. Сыроватка, Е.М. Клычев, С.Г. Карташов. – М.: ВНИИТЭИсельхоз ВАСХНИЛ, 1980.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.31

© В.И.Мельник, д.т.н., С.А.Чигрина
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П. Василенко

СМЕЩЕНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ СРОКОВ ПОСЕВА (ПОСАДКИ) ОСНОВНЫХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР

Применительно к условиям Харьковской области изучается взаимосвязь между оптимальными сроками проведения полевых работ в растениеводстве, крутизной и экспозицией склонов на которых располагаются поля. Полученные данные рекомендуются использовать для минимизации потребности в технике.

СРОКИ ПОЛЕВЫХ РАБОТ, КРУТИЗНА И ЭКСПОЗИЦИЯ СКЛОНОВ, ШИРОТА И ДОЛГОТА МЕСТНОСТИ.

Постановка задачи исследований. Минимизация себестоимости продукции растениеводства это одна из важнейших задач подлежащих решению. В этой связи разумно обратить внимание на наиболее затратные статьи в структуре себестоимости [1], а именно – расходы на технику и химические технологии интенсификации растениеводства. Один из вариантов по снижению затрат на механизацию, который уже повсеместно используется, базируется на замещении полевых механизированных операций химическими обработками земли и посевов. Теперь уже можно сказать, что весомых положительных результатов он не дал. Во-первых, это привело к значительному ухудшению экологии [2], а во-вторых, к перемещению части расходов из статьи касающейся механизации на вторую также весьма затратную статью, относящуюся к химизации растениеводства [1, 2]. Существенным оказалось только снижение трудозатрат. Для сохранения занятости на селе, в условиях нашей страны это также не является положительным. В этой связи в текущей работе поставлена задача минимизировать затраты на механизацию в чистом виде, т.е. без каких-либо иных отрицательных последствий и даже наоборот с улучшением экологической ситуации и повышением равномерности в занятости работников аграрной сферы.

Состояние вопроса. По сути, тут речь идет о повышении эффективности машиноиспользования в растениеводстве, которое может выражаться в снижении потребности в технике и в повышении удельной выработки из расчета на каждый задействованный агрегат. Добиться такого эффекта можно тремя способами, а именно: а) путем

укрупнения размеров полей [1, 2]; б) увеличением разнообразия выполняемых одним и тем же видом техники работ [3]; в) смещением сроков выполнения одноименных работ [4]. Первый способ, очевидно, имеет предел и в нашей зоне выполняется при укрупнении хозяйства примерно до 500 га пахотной земли. Второй способ реализуется при внедрении севооборота. В таком случае сроки полевых работ распределяются во времени и загрузка тракторов, а также иной техники, увеличивается. С учетом 10–ти или 12–польного севооборота такой эффект проявляется при укрупнении хозяйства до 1 – 1,2 тыс. га пахотной земли. Третий вариант реализуется в крупных хозяйствах, которые владеют несколькими тысячами гектар пахотной земли и применяют несколько севооборотов одновременно. В таком случае сроки проведения одноименных работ на одноименных полях разных севооборотов могут не совпадать. Это обстоятельство положительно сказывается на загрузке техники. Путем обоснованного размещения одноименных полей разных севооборотов на территории хозяйства можно добиться максимального смещения оптимальных сроков проведения одноименных полевых работ и тем самым в максимальной степени добиться эффекта дополнительной загрузки техники. Примечательным является то обстоятельство, что такой метод не имеет отрицательных последствий.

Прежде всего, речь идет об осмыслении наличия на полях склонов, суточное изменение температуры почвы которых зависит от их ориентации по отношению к сторонам света (экспозиции). Дневное нагревание почвы наибольшее на южных склонах и наименьшее на северных [5]. Весной, на широте Москвы увеличение южного склона только на один градус как бы переносит местность к климату на 100 км южнее [6]. Именно это обстоятельство мы используем для обоснования величин смещения оптимальных сроков проведения одноименных полевых работ.

Целью настоящих исследований является получение математических выражений и корректирующих коэффициентов, применив которые можно было бы прогнозировать сроки выполнения полевых работ на полях с разной крутизной и экспозицией склонов.

Результаты исследований. Поставленную цель реализуем на примере имеющихся многолетних данных по Харьковской области (табл. 1 и 2).

Таблица 1. Географические координаты мест расположения метеостанций Харьковской области

Населенный пункт		Широта	Долгота
1.	г. Золочев	50° 17' 00"	35° 58' 12"
2.	г. Богодухов	50° 09' 39"	35° 30' 59"
3.	пос. Приколотное В–Бурлуцкого района	50° 09' 31"	37° 21' 24"
4.	г. Харьков	50° 00' 00"	36° 15' 00"
5.	п.г.т. Коломак	49° 50' 24"	35° 17' 56"
6.	пос. Комсомольский Змиевского района	49° 35' 54"	36° 31' 41"
7.	г. Купянск	49° 22' 23"	37° 37' 00"
8.	г. Красноград	49° 22' 19"	35° 27' 25"
9.	г. Изюм	49° 13' 26"	37° 17' 29"
10.	г. Лозовая	48° 53' 21"	36° 18' 58"

Применяемая в работе методика (исключая конкретные значения дат и коэффициентов) остается справедливой для всей территории Украины, но, все же, корректнее ее применять для умеренно холмистой местности. В горных районах Западной части Украины более значимыми могут оказаться иные факторы, а, значит, для них, вероятно, понадобятся некоторые корректировки методики. Для южных равнинных районов она не применима вовсе, по причине исчезновения самого предмета исследований.

Положение Солнца на небесной сфере можно задать двумя угловыми координатами: высотой светила над горизонтом h и азимутом светила A . В истинный полдень $A = 0$. При этом h достигает своего максимального значения $h|_{A=0} = h_{max}$. Для вычисления h иногда удобно пользоваться зенитным расстоянием z . Это также угловая величина. Для зенитного расстояния z и высоты светила h всегда справедливо соотношение [7]:

$$z + h = 90^\circ. \quad (1)$$

Поскольку климат в данной местности в первую очередь определяется высотой хода светила, чем больше $h|_{A=0} = h_{max}$ тем теплее, то в дальнейшем мы будем подразумевать, что $A = 0$, а обозначения h и h_{max} – тождественны.

Если пренебречь рядом нюансов, то для Солнца связь между географической широтой φ точки на местности (размещения поля) и высотой светила h определяется выражением [7].



Таблиця 2 – Середнемноголетні дати настання періодів с температурой почвы, оптимальной для посева (посадки) сельскохозяйственных культур

Название с.-х. культуры	Оптимальная температура почвы, °С	Глубина посева (посадки), см	Населенный пункт Харьковской области, в котором располагается метеостанция													
			г. Золочев	г. Ботолухов	пос. Приколотное	г. Харьков	п.г.т. Коломак	пос. Комсомольский	Змевокого р-на	г. Купянк	г. Красноград	г. Изюм	г. Лозовая			
1. Горох	4...5	5	30.03... ...31.03	30.03... ...1.04	30.03... ...1.04	27.03... ...31.03	28.03... ...31.03	27.03... ...30.03	27.03... ...31.03	27.03... ...31.03	27.03... ...31.03	27.03... ...30.03	27.03... ...31.03	27.03... ...31.03	27.03... ...31.03	27.03... ...31.03
2. Ячмень	5...6	5	1.04... ...8.04	1.04... ...3.04	1.04... ...3.04	30.03... ...1.04	31.03... ...2.04	29.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04	28.03... ...1.04
Свекла:																
4. сахарная	6...7	10	2.04... ...9.04	2.04... ...4.04	2.04... ...8.04	2.04... ...8.04	2.04... ...7.04	1.04... ...7.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04	1.04... ...4.04
5. кормовая																
6. Картофель	8	10	10.04... ...18.04	15.04... ...17.04	7.04... ...15.04	7.04... ...15.04	9.04... ...14.04	10.04... ...13.04	10.04... ...14.04	4.04... ...7.04	4.04... ...7.04	4.04... ...7.04	4.04... ...7.04	4.04... ...7.04	4.04... ...7.04	4.04... ...7.04
7. Подсолнечник	10	10	23.04... ...25.04	23.04... ...24.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04	22.04... ...23.04
Кукуруза:																
8. на зерно	12	10	1.05... ...5.05	29.04... ...5.05	28.04... ...4.05	28.04... ...4.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05	28.04... ...5.05
9. на силос																
9. Гречиха	13...14	10	1.05... ...7.05	6.05... ...7.05	2.05... ...7.05	2.05... ...7.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05	1.05... ...6.05
10. Просо	14...16	10	7.05... ...15.05	7.05... ...17.05	6.05... ...14.05	6.05... ...14.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05	6.05... ...15.05

$$h = 90^\circ - \varphi + \delta, \quad (2)$$

где δ – склонение Солнца, которое вычисляется по формуле [8]:

$$\delta = 23,45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right), \quad (3)$$

где $n \in \{1, 2, \dots, 365\}$ – порядковый номер дня. Для 1-го января $n = 1$.

Из выражения (2) видно, что изменение высоты светила на один градус можно получить, переместившись на Юг (по линии долготы – меридиану) также на один градус, или примерно на 111 км [7].

По срокам наступления оптимальных агроклиматических условий для посева или посадки сельхозкультур, перемещение на Юг на столь значительные расстояния, безусловно, скажется весьма существенно. Разница в сроках составит минимум несколько дней. Похожего эффекта можно добиться, если сравнивать два поля, которые находятся на одной и той же широте (возможно, рядом), но отличающиеся направлением и величиной склона. Чем больше южный склон и чем больше территория, для которой он характерен, тем больше смещение упомянутых сроков. Разумеется, нельзя ожидать, что наклон поля на один градус на Юг по агротехническим срокам будет полностью эквивалентен перемещению на Юг на те же 111 км. Об этом речь не идет. Можно говорить лишь о положительной корреляции между величиной склона и смещением упомянутых сроков. Можно также определить максимальные (предельные) значения смещения этих сроков. Они равны тем смещениям, которые характерны для данной местности при изменении широты на один градус.

Рассмотрим вероятностную связь между сроками, приведенными в табл. 2 и широтой или долготой мест нахождения метеостанций (табл. 1), для которых определены эти сроки, а также выполним линейную аппроксимацию, имеющих данных, выражениями

$$n_i = k_i^\varphi \varphi + b_i^\varphi, \quad n_i = k_i^\lambda \lambda + b_i^\lambda \quad (4)$$

где n_i – порядковый номер дня наступления оптимальных агротехнических условий для i -го события;

φ и λ – географическая широта и долгота, для которых определяется оптимальный срок;

k_i^φ , k_i^λ и b_i^φ , b_i^λ – угловые коэффициенты и смещения (статистические величины).

Угловой коэффициент k_i^φ показывает на сколько дней сместятся оптимальные сроки i -го события если широта местности

изменится на единицу. С другой стороны k_i^{ϕ} это искомое предельное значение смещения сроков, которое можно ожидать на полях, склоны которых отличаются на ту же угловую единицу. Чем более идентичны поля, и чем они больше по размеру, тем ближе фактическое смещение сроков к величине k_i^{ϕ}

Угловой коэффициент k_i^{λ} показывает на сколько дней сместятся оптимальные сроки i -го события, если долгота местности изменится на единицу. С углом и направлением склона поля величины k_i^{λ} и b_i^{λ} не должны быть связаны.

На рис. 2 и 3 представлены графики линейной аппроксимации, представленных в табл. 2 дат в их взаимосвязи с широтой мест расположения метеостанций (табл. 1).

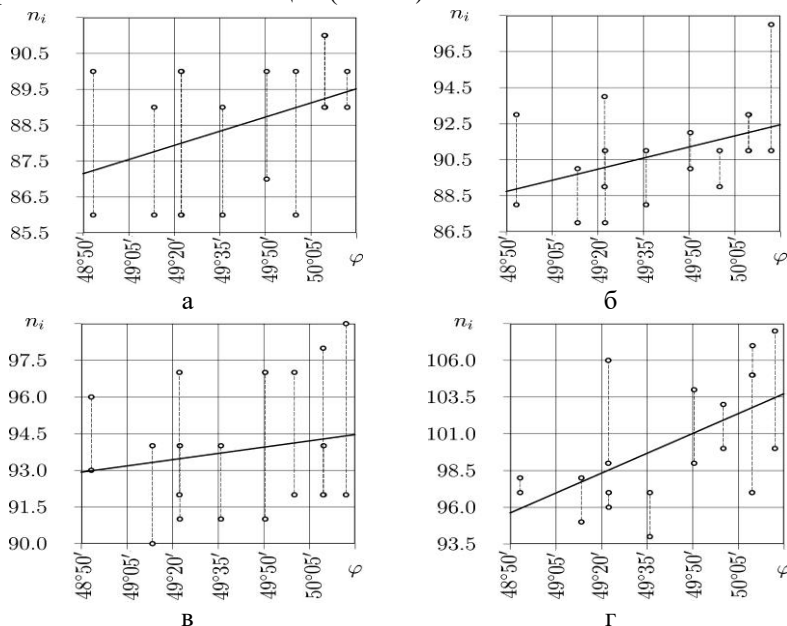


Рис. 2. Линейная аппроксимация вероятностно-функциональных связей между географической широтой мест расположения метеостанций Харьковской области и среднемноголетними датами наступления периодов с температурой почвы, оптимальной для посева гороха (а), ячменя и овса (б), свеклы (в) и посадки картофеля (г)

Из графиков видна устойчивая закономерность между величиной широты φ местности и сроками наступления агротехнически обусловленных оптимальных сроков посева или посадки рассматриваемых сельхозкультур. Чем больше широта размещения метеостанции, тем позже наступают оптимальные для посева или посадки условия.

Результаты математической обработки вероятностно–функциональных связей между географической широтой или долготой мест расположения метеостанций Харьковской области и датами наступления ряда агротехнически обусловленных событий занесены в табл. 3. В ней представлены угловые коэффициенты k_i^φ и k_i^λ для аппроксимирующих прямых и коэффициенты корреляции Пирсона $R(\varphi, n_i)$ и $R(\lambda, n_i)$.

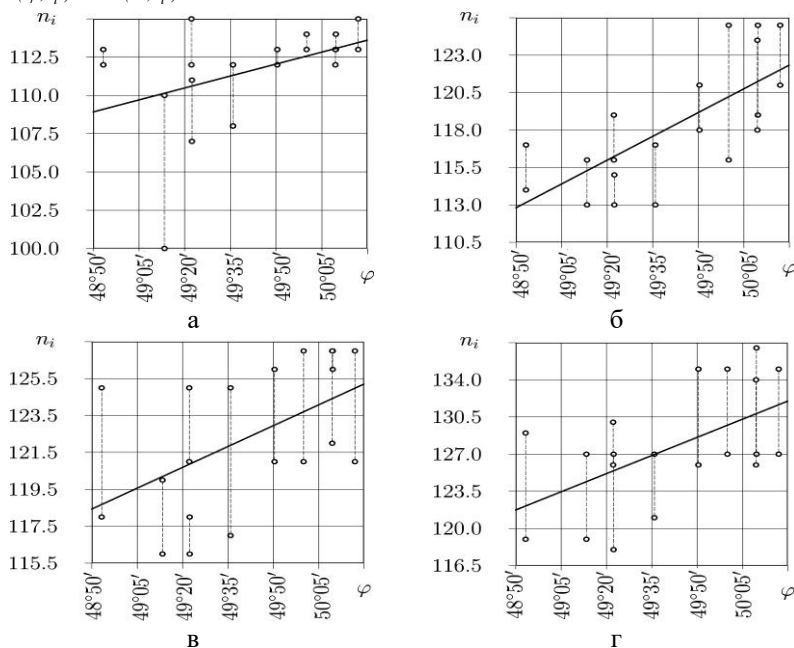


Рис. 3. Линейная аппроксимация вероятностно–функциональных связей между географической широтой мест расположения метеостанций Харьковской области и среднееголетними датами наступления периодов с температурой почвы, оптимальной для посева подсолнечника (а), кукурузы (б), гречихи (в) и проса (г)

Из анализа коэффициентов корреляции Пирсона $\mathbb{R}_{(\varphi, n_i)}$ (табл. 3), отражающих вероятностно–функциональные связи между географической широтой месторасположения метеостанций Харьковской области и датами наступления ряда агротехнически обусловленных событий видно, что они всегда положительны $\mathbb{R}_{(\varphi, n_i)} \in [0,18; 0,71]$. В связи с этим положительными являются и значения угловых коэффициентов k_i^φ .

Таблица 3. Результаты математической обработки вероятностно–функциональных связей между географической широтой или долготой мест расположения метеостанций Харьковской области (табл. 1) и оптимальными датами посева или посадки (табл. 2) ряда сельскохозяйственных культур

Сельскохозяйственные культуры	Коэффициент корреляции Пирсона		Угловой коэффициент	
	$\mathbb{R}_{(\varphi, n_i)}$ –с широтой	$\mathbb{R}_{(\lambda, n_i)}$ –с долготой	k_i^φ – для широты	k_i^λ – для долготы
горох	0,38	–0,09	1,5769	–0,2163
ячмень, овес	0,43	0,47	2,4660	1,5061
свекла	0,18	–0,16	1,0241	–0,5205
картофель	0,58	–0,54	5,4113	–2,8539
подсолнечник	0,42	–0,54	3,1236	–2,2655
кукуруза	0,71	–0,39	6,3576	–1,9770
гречиха	0,52	–0,49	4,5167	–2,3784
просо	0,56	–0,41	6,8411	–2,7990

Интервал возможных значений $k_i^\varphi \in [1,0241; 6,8411]$ указывает на то, что при изменении наклона поля в направлении Север–Юг на один градус может привести к смещению оптимальных агротехнических сроков выполнения полевых работ на 1 – 7 дней. Минимальное возможное смещение оптимальных сроков посева характерно для свеклы и составляет 1 день на градус наклона поля, а максимальное (7 дней) – для проса. Есть общая тенденция – чем позже оптимальный срок агротехнического события, тем больше возможное смещение его в случае негоризонтального поля.

Из анализа коэффициентов корреляции Пирсона $\mathbb{R}_{(\lambda, n_i)}$ (табл. 3), отражающих вероятностно–функциональные связи между географической долготой мест расположения метеостанций Харьковской области и датами наступления ряда агротехнически обусловленных событий видно, что они не всегда положительны и по абсолютному значению укладываются в интервал $|\mathbb{R}_{(\lambda, n_i)}| \in [0,09; 0,54]$. В связи с этим не всегда положительными являются и значения угловых коэффициентов k_i^λ . Их интервал, возможных абсолютных значений, следующий – $k_i^\lambda \in [0,2163; 2.8539]$.

Из этого следует, что изменение положения поля по долготе в меньшей степени сказывается на смещении интервалов оптимальных сроков проведения изучаемых агротехнических мероприятий. Кроме того нет однозначности между тем в какую сторону может произойти ожидаемое смещение сроков.

Следует также заметить, что сама корреляция между оптимальными сроками проведения агротехнических мероприятий и долготой места расположения метеостанций во многом связано с тем, что сами широты и долготы мест расположения метеостанций существенно коррелируют между собой – $\mathbb{R}_{(\varphi, \lambda)} = -0,25$. В первую очередь именно с этим связано наличие корреляций $\mathbb{R}_{(\lambda, n_i)}$ (табл. 3).

Исключить эту взаимосвязь, можно если рассмотреть данные по минимально удаленных от Харьковской области метеостанций. В таком случае часть из тех метеостанций, данные которых мы приводили выше, можно было бы исключить из рассмотрения. Причем выполнять это необходимо таким образом, чтобы минимизировать корреляцию $\mathbb{R}_{(\varphi, \lambda)}$. Все это можно было бы выполнить, если бы информация по метеостанциям была открыта для исследователей. В рыночных условиях такая информация является коммерческой и получение ее требует оплаты. В связи с этим в текущей работе проведен анализ только тех данных, которые доступны авторам.

Выводы

1. Оптимальные агротехнически обусловленные сроки проведения полевых работ для двух полей отличающихся наличием склона по направлению Север–Юг не совпадают.

2. При размещении одноименных полей разных севооборотов необходимо позаботиться о том, чтобы величина и/или направление склона полей (по линии Север–Юг) не совпадали. Это позволит

разнести во времени сроки проведения полевых работ и уменьшить накладки. В конечном итоге это приведет к снижению потребности в технике. Особенно это касается узкоспециализированных, например, посевных машин. Потребность в них может уменьшиться в разы.

3. Смещение сроков проведения посевных или посадочных работ, вызванное расположением поля на склоне, для Харьковской области может составить 1–7 дней на каждый градус уклона. Этот эффект может усиливаться и ослабевать в зависимости от вариаций по виду почв, наличию/отсутствию посадок, крупного водоема или строений и пр.

4. Расположение поля по долготе в меньшей степени сказывается на смещении интервалов оптимальных сроков проведения посева или посадок рассмотренных сельхозкультур.

5. Приведенный выше метод минимизации потребности в технике является самым экономически выгодным и самым экологически эффективным, т.к. он не требует никаких финансовых затрат и не предполагает увеличения интенсивности воздействия на окружающую среду.

6. Реализовать, предлагаемые в работе, преимущества можно только в условиях крупноплощадного земледелия, основанного на применении севооборотов. Это также экологически важный позитивный аспект.

Литература

1. Мельник, В.І. Оцінка потреби сільгоспідприємств в техніці: Текст/ В.І.Мельник, С.А.Чигрина // Праці / Таврійський державний агротехнологічний університет – Мелітополь: ТДАТУ, 2008. – Вип. 8. – Т. 1. – С. 58–65.

2. Мельник, В. І. Ефективність використання техніки на полях з різною довжиною гону: Текст / В.І.Мельник, С.А.Чигрина // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Вип. 75. – Т. 2 / Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2008. – С. 42–45.

3. Мельник, В.І. Потребность в технике как функция специализации и размера хозяйства: Текст / В.І. Мельник, С.А. Чигрина // Тракторы и сельскохозяйственные машины.– 2009. – №4. – С. 8–12.

4. Мельник, В.І. Микроклимат каждого из полей, как фактор влияния на темпы проведения работ и потребность в технике: Текст/ В.І. Мельник, С.А. Чигрина // Конструювання, виробництво та

експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - Вип. 39 / Кіровоград: КНТУ, 2009. – С. 319–325.

5. Михеев, В.А. Климатология и метеорология: Текст. Учеб. пособие / Сост. В.А. Михеев. – Ульяновск: УлГТУ, 2009. – 114 с.

6. Русин, Н.П. Климат сельскохозяйственных полей: Текст / Н.П. Русин. – Л.: Гидрометеиздат, 1955. – 76 с.

7. Кононович, Э.В. Общий курс астрономии: Учеб. пособие / Э.В. Кононович, В.И. Мороз; под. ред. В.В. Иванова. – Изд. 2–е, испр. – М.: Едиториал УРСС, 2004. – 544 с.

8. Джамаль В. Хусейн Оптимизация угла наклона солнечных коллекторов в гелиосистеме / Джамаль В. Хусейн, А.Е. Денисова, А.В. Дорошенко // Труды Одесского политехнического университета. Вип. 2(28). – Одесса: ОПИ, 2007. – С. 1–6.

УДК: 338:637.1

Р. Момотюк, Л. Соломінцева, Т. Герасимчук
Центр “Волиньагропромпродуктивність”

ВИРОБНИЦТВО МОЛОКА ТА МОЛОЧНИХ ПРОДУКТІВ – ОСНОВА ПІДВИЩЕННЯ ДОБРОБУТУ НАСЕЛЕННЯ

У статті досліджений стан виробництва і споживання молока та молочної продукції і визначені перспективи формування ринку молока.

МОЛОКО, ПРОДУКТ, РИНОК, НАСЕЛЕННЯ, ВИРОБНИЦТВО.

Постановка проблеми. Важливою ланкою агропромислового комплексу України являється молочнопромисловий комплекс, який включає виробництво, переробку і реалізацію молока. Розвиток соціально-орієнтованого ринку України та її вступ у СОТ потребує постійного аналізу, прогнозу та вирішення проблем у галузі виробництва і переробки молока.

Розвиток ринку молока і молокопродуктів проходить у складних організаційно-економічних і фінансових умовах. Система господарювання в аграрному секторі економіки не стимулює суб'єктів підприємства з виробництва молока до його нарощування, а переробні підприємства – до здійснення його комплексної переробки.

За підсумками 2009 р., в Україні вироблено 11,6 млн т молока, що на 1% менше порівняно з 2008 р. На переробні підприємства

надійшло 4,7 млн т молока. Виробничі потужності підприємств використовуються лише на 30–35% [1].

У 2009 р. молочна промисловість зменшила обсяги виробництва по всіх основних групах молочних продуктів. Найбільш вагомим було зниження виробництва молока і вершків сухих (індекс 70,4%) [2]. Зміна рівня та структури виробництва молока і молокопродуктів, їх споживання зумовлюють необхідність дослідження функціонування молочнопромислового комплексу, який відіграє велику роль у забезпеченні населення продуктами харчування [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Питання формування і розвитку ринку молока і молочної продукції знайшли своє втілення у наукових працях В.І. Бойка, П.С. Березівського, П.Т.Саблука, Т.Г. Дудара, С.Л. Дусановського, В.Н. Зимовця, В.П. Коткова, М.П. Коржинського, М.К. Пархомця та інших вітчизняних та зарубіжних вчених, які розширили наукові дослідження з урахуванням зміни соціально-економічного середовища. Водночас подальшого дослідження вимагають питання розвитку молочно-продуктового підкомплексу у регіональному аспекті.

Мета досліджень – вивчити та проаналізувати стан і перспективи функціонування ринку молока і молокопродуктів на базі Волинської області.

Результати досліджень. Стан економіки молочно-продуктового підкомплексу АПК зумовив необхідність детального аналізу його галузей, виявлення вузьких місць їх функціонування, обґрунтування основних напрямів його розвитку [3].

У молочному тваринництві можна простежити сталу тенденцію скорочення поголів'я корів, яке майже щорічно зменшується на 8–9%, тобто на 200–250 тис. голів. В Україні у 2009 році налічувалось корів у три рази менше, ніж у 1990 році. Основна причина зниження чисельності поголів'я полягає у збитковості утримання корів через високу вартість кормів і низькі закупівельні ціни на молоко.

Негативні тенденції в розвитку молочного скотарства мали місце і в господарствах Волинської області. Поголів'я корів в усіх категоріях господарств області становило 129,9 тис. голів або 41,5 % від рівня 1990 року, в тому числі в сільськогосподарських підприємствах та господарствах населення – відповідно 29,5 та 100,4 тис. гол., або 15,1 та 85,9% від показників 1990 року [4]. За підсумками 2009 року Волинська область займає 8 місце по кількості корів в регіоні (табл. 1).

Досліджено, що починаючи з 2000 року поголів'я корів у господарствах населення переважає над поголів'ям у сільськогосподарських підприємствах. Однак, вони не можуть забезпечити потребу в молочній продукції та її високу якість.

Скорочення поголів'я корів суттєво вплинуло на зменшення виробництва молока в усіх категоріях господарств. У 2009 році в сільськогосподарських підприємствах області усіх форм власності вироблено молока у 1,8 рази менше, ніж у 1990 році, і становило 54,5% рівня 1990 року та 4,0% від загального обсягу по Україні. Частка виробництва молока в усіх категоріях господарств Волинської області до показника по Україні на протязі 1990–2009 років залишається на рівні 3,3–4,2 відсотка. За підсумками 2009 р. Волинь займає 11 місце по обсягу виробництва молока в регіоні. Даний показник підтримувався, в основному, за рахунок збільшення виробництва молока в господарствах населення [4].

Таблиця 1. Динаміка зменшення поголів'я корів у господарствах Волинської області, тис. гол

Показники	Роки								2009 до 1990 %
	1990	1995	2000	2005	2006	2007	2008	2009	
В Україні (господарства всіх категорій)	8378,2	7351,2	4958,3	3635,1	3346,7	3095,6	2856,3	2757,5	32,9
Волинська область (господарства всіх категорій)	312,7	279,5	205,6	164,1	153,0	143,7	135,3	129,9	41,5
У т.ч. Волинська область (сільсько- господарські підприємства)	195,8	143,0	63,0	38,5	36,0	34,2	32,5	29,5	15,1
Волинська область (господарства населення)	116,9	136,3	142,2	125,6	117,0	109,5	102,8	100,4	85,9

У сільськогосподарських підприємствах області, включаючи фермерські господарства, у 1990 році обсяг виробництва молока становив 572,6 тис. т, а у 2009 році лише 75,1 тис. т, або 13,1%. Частка виробництва молока сільськогосподарських підприємств в загальному

обсязі виробництва продукції по області у 1990 році складала 67,5%, а вже починаючи з 2000 року вона впала до рівня 15,5 – 22,2%.

Середньорічний надій молока на корову у сільськогосподарських підприємствах області становив у 2009 році 2546 кг, що на 378 кг або 13% менше порівняно з 1990 роком. Тільки в господарствах населення протягом 1990–2006 років виробництво молока з кожним роком зростало. За підсумками 2009 р. середньорічний надій на корову склав 3852 кг, що на 1495 кг або 63,4% більше 1990 року [5].

Проблема підвищення продуктивності та збільшення виробництва продукції тваринництва на сьогодні є досить актуальна. Її розв'язання значною мірою залежить від рівня рентабельності та ефективності молочного скотарства, створення конкурентоспроможного тваринництва.

Другою ланкою молокопродуктового підкомплексу є промислова переробка молока. Зменшення обсягів виробництва молока вкрай негативно вплинуло на роботу підприємств молочної промисловості, де обсяги виробництва продукції: з незбираного молока скоротились у 5,5 рази, із знежиреного молока у 4,7 рази, сухих сумішей у 3,7 рази.

Таблиця 2. Надходження молока і молочних продуктів на переробні підприємства Волинської області, тис. т

Показники	Роки								2009 до 1990 %
	1990	1995	2000	2005	2006	2007	2008	2009	
Всього, У т.ч.	572,0	174,8	141,3	188,3	153,5	207,6	145,9	119,4	20,9
Сільського сподар- ські підприємства	477,9	149,4	76,2	71,5	66,8	79,8	62,2	65,7	13,7
Частка молока в загальному обсязі, %	83,5	85,5	53,9	38,0	43,5	38,4	42,6	55,0	
Господарства населення	94,1	25,4	65,1	116,8	86,7	127,8	83,7	53,7	57,1
Частка молока в загальному обсязі, %	16,5	14,5	46,1	62,0	56,5	61,6	57,4	45,0	

Слід підкреслити, що у 2009 році порівняно з 1990 роком заготівля молока переробними підприємствами Волинської області зменшилась у 4,8 рази, у той час як обсяги виробництва молока – лише в 1,8 рази. Якщо в 1990 р. по області частка молока, проданого переробним підприємствам, складала 67,4% від валового виробництва молока, то в 2009 р. тільки 25,8% (табл.2).

За підсумками 2009 р. сільськогосподарськими підприємствами Волині вироблено 75,1 тис. т молока, з них 65,7 тис. т продано переробним підприємствам, що становить 87,5%. У господарствах населення області у 2009 р. вироблено молока 386,6 тис. т, з них 53,7 тис. т закуплено переробними підприємствами, що складає 13,9%.

Спостерігається тенденція до зменшення вдвічі кількості функціонуючих підприємств молочної промисловості в області, що є наслідком конкурентної боротьби за молокосировинні зони і ринки збуту продукції. На сьогоднішній день в нашому регіоні працює лише 4 підприємства з переробки молока: ВАТ “Рожищенський сирзавод”, ПрАТ “Ратнівський молокозавод”, ВАТ “Ковельмолоко”, ТЗОВ “Шацький молокозавод”, причому, їх виробничі потужності використовуються лише частково.

Спад виробництва молока і молокопродуктів в умовах інфляції і зниження платоспроможного попиту населення призвів до різкого скорочення ним споживання молока. Якщо в 1990 р. споживання молока в розрахунку на душу населення в Україні становило 373 кг, зокрема, і на Волині 409,0 кг відповідало до рекомендованої норми (390 кг) та обсягу в розвинених країнах світу, то в 2009 р. цей показник скоротився відповідно по країні до 212,4 кг і по області до 247,8 кг.

За досліджуваний період рівень споживання молока і молочних продуктів зменшилося по Україні і області відповідно в 1,8 – 1,7 рази (табл. 3).

Досліджено, що забезпеченню населення високопоживними молокопродуктами сприятиме налагодженню взаємовигідних економічних відносин між партнерами молокопродуктового підкомплексу. Постачання молока на переробні підприємства проводиться з використанням транспортних засобів молокопереробного підприємства, а молоко для переробки заготовляється переважно в сировинних зонах молокопереробних підприємств. Проте недостатньо уваги приділяється питанням розширення сировинної зони за рахунок більш активного залучення ресурсів молока із господарств населення, підвищення якості молока.

Створення інтеграційних структур має бути спрямоване на збереження цілісних технологічних комплексів, встановлення оптимальної рівноваги між попитом та пропозицією молочних продуктів, захист вітчизняного товаровиробника.

Таблиця 3. Динаміка споживання молока і молочних продуктів, на одну особу на рік, кг

Показники	Роки								2009 до 1990 %
	1990	1995	2000	2005	2006	2007	2008	2009	
По Україні	373,2	243,6	199,1	225,6	234,7	224,6	213,8	212,4	56,9
Волинська область	409,0	283,2	264,4	268,8	279,4	263,2	255,4	247,8	60,6

Крім того, нестабільність, залежність від природних умов, сезонний характер виробництва та надходження грошових коштів, повільний кругообіг та обіг фондів, інфраструктура ринку тваринницької продукції та важливість функціонування галузі для життєдіяльності людини потребує особливого визначеного державою механізму регулювання розвитку молоко–продуктового підкомплексу.

Висновки і пропозиції. Ринок молока і молочної продукції формується суб'єктами ринкових відносин, що вступають у товарообмін, і є невід'ємною складовою частиною продовольчого ринку, розвиток якого безпосередньо пов'язаний з рівнем життя населення. Тому розробка організаційно–економічних основ його формування та ефективного функціонування має важливе наукове і практичне значення. У ринкових умовах виробництво молока і молочної продукції та їх збут повинні знаходитися у тісній залежності від попиту споживачів. Діяльність молокопереробних підприємств має бути спрямована на виробництво продуктів, які користуються значним попитом у населення.

Літератури

1. Надходження продукції тваринництва на переробні підприємства за 2009 рік. Статистичний бюлетень. – К.: Державний комітет статистики України, 2010. – 18 с.
2. Україна у цифрах 2009. Статистичний збірник. – К.: Державне підприємство “Інформаційно–аналітичне агентство”, 2010. – 260 с.
3. А. Солошонок, Л. Якубець. Молочна промисловість західного регіону України: стан та перспективи розвитку // Продуктивність агропромислового виробництва. – 2010. – № 17.– С. 68–74
4. Статистичний щорічник. Волинь 2009. – Л.: Головне управління статистики у Волинській області, 2010. – 552 с.
5. М. Гордійчук, С. Кудлай, А.Остромухова. Розвиток молочного скотарства та шляхи підвищення його ефективності у Волинській області // Економіка: проблеми теорії та практики: Збірник наукових праць. – Випуск 263: В 9 т.– Т.IX. – Дніпропетровськ: ДНУ, 2010. – С.2235 – 2240

Рецензент д.т.н., проф. О.О. Налобіна

УДК 631.358 : 633.635

© С.С. Нікольчук

Луцький національний технічний університет

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПРОЦЕСУ ОБЕРТАННЯ ЛЬОНУ–
ДОВГУНЦЯ НА ВТРАТИ НАСІННЯ З
УРАХУВАННЯМ СТАНУ СТЕБЕЛ**

У статті наведено дослідження впливу процесу обертання льону–довгунця на втрати насіння з урахуванням стану стебел льону.

СТЕБЛА ЛЬОНУ, НАСІННЯ, ОБЕРТАННЯ, ПРОЦЕС.

Постановка питання. Аграрна політика у льонарстві повинна базуватись на формуванні конкурентоспроможного виробництва.

Ефективність виробничих процесів не можливо підвищити без впровадження нових інженерно–технічних рішень у агропромислового комплексу. Лише оперативне впровадження нових технічних засобів та адаптивних технологій у сферу вирощування льону забезпечить

отримання якісної сировини для льонопереробних підприємств.

Розробка нових робочих органів потребує вивчення особливостей льону–довгунця, врахування яких дадуть можливість підвищити якість льонотрести та насіння.

Аналіз досліджень. Вивченням основних властивостей льону почали займатись у минулому столітті такі відомі вчені, як М. Шликов, А. Маят, І. Красельській [1, 2].

Поглибили дослідження фізико–механічних властивостей Г. Хайліс, М. Ковальов, В. Черніков та інші вчені.

Опір висмикуванню та зламу, властивості стебел при розтягуванні та стисканні, фрикційні властивості стебел льону різної степені стислості стали предметом досліджень В. Логінова, М. Бикова, Ю. Морозова [3, 4].

Але розробка нових робочих органів льонозбиральних машин потребує поглиблення знань про властивості льону–довгунця, виконання певного переліку досліджень, проведених із урахуванням зовнішніх факторів впливу на формування механіко–технологічних властивостей льону.

Метою даної роботи є дослідження впливу процесу обертання льону–довгунця на втрати насіння з урахуванням стану стебел льону.

Результати досліджень. Двохфазова технологія збирання льону потребує виконання процесу обертання льону. Якщо обертання проводять зі стрічкою неочісаних стебел це приводить до втрат насіння. Встановлення втрат проводять експериментально.

Дослідження проводились за наступних агрометеорологічних умов:

- середня температура повітря 19,2⁰ С;
- відносна вологість становила 80,2%;
- середня кількість опадів була незначною і становила 0,4 мм.

Досліди проводились на ділянці 60×60 м. Стеблостій рівний, однорідний. Степінь забур'яності не перевищувала 10%.

Льон було вибрано льонобралкою ТЛН–1,9А. обертання стрічки льону проводили самохідним підбирачем–обертачем ОЛС–01.

Досліди проводились у декілька етапів.

I етап: 24 серпня;

II етап: 31 серпня;

III етап: 4 вересня;

IV етап: 10 вересня.

Для кожного етапу було визначено величину втрат насіння, як до, так і після обертання стрічки.

Природні втрати визначались згідно існуючої методики. Одночасно робилась виборка зі стрічки у кількості 10 стебел з трьох ділянок по її довжині і передавалась для визначення відносної вологості у лабораторію, де визначалась вологість як стебел, так і насіння.

Після здійснення обертання знову проводили визначення втрат насіння.

Отримані дані заносились у лабораторний журнал.

На рис. 1 подано результати досліджень.

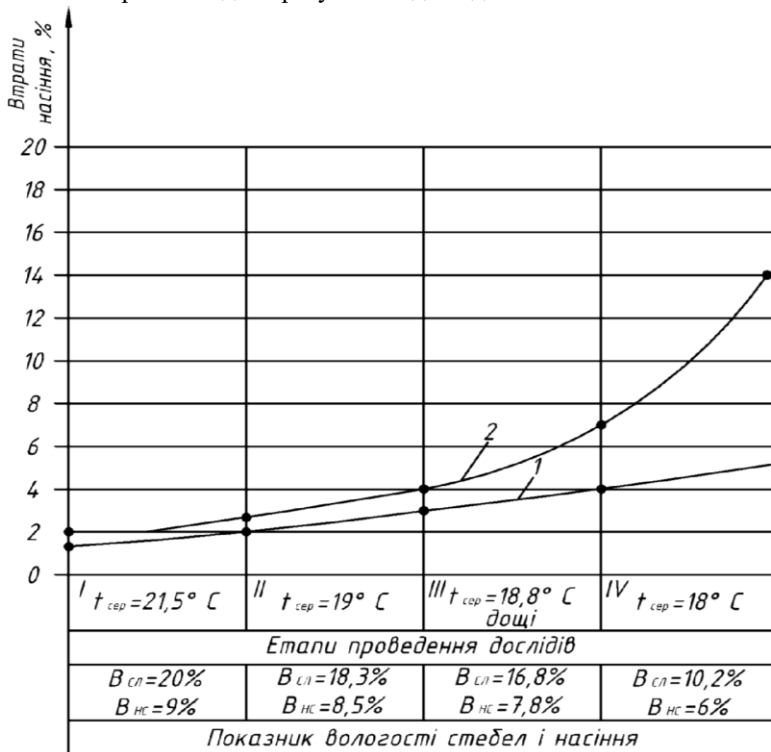


Рис. 1. Втрата насіння: 1 – без обертання стрічки льону; 2 – після обертання стрічки льону

Аналіз отриманих результатів показав, що величина втрат насіння льону залежить від агрометеорологічних умов.

Умови проведення дослідів у III періоді вирізнялись дощами. Як видно з рис. 1 дощова погода привела до збільшення втрати насіння.

З метою визначення загальної втрати насіння, яка складається з втрат на корню і втрат після обертання стрічки льону, проводили підрахунок втрат на кожному етапі до здійснення операції обертання стрічки льону. Результати подано графічно у вигляді залежності (рис. 1).

Висновок. Експериментально встановлено, що втрати насіння льону на першому етапі вилежування стрічки майже однакові як без обертання, так і після обертання. Збільшення строків вилежування стрічки призводить до зростання втрат насіння під час виконання операції обертання.

Література

1. Шлыков М.И. Основные свойства льна. Теория конструкция и производство сельхозмашин / М.И. Шлыков // Под. ред. В.П. Горячкина. – Том II. – М.: Сельхозиздат, 1936. – С. 50 – 84.
2. Крагельский И.В. Физико-механические свойства лубяного сырья / Теория конструкция и производство сельскохозяйственных машин / И.В. Крагельский // т II под. ред. В.П. Горячкина. – М.: Сельхозиздат, 1936. – 726 с.
3. Логинов В.Е. Исследование зажима стеблей льна в зажимном транспортёре с плоскими ремнями // Сб. трудов аспирантов и научных сотрудников ВНИИ льна. – М.: Московский рабочий. – 1969. – С. 131 – 137.
4. Морозов Ю.Г. Изучение влияния механических повреждений стеблей льна на выход и качество волокна. Тр. / Латв. СХА. – Елгава, 1976. – Вып. 105. – С. 51 – 54.

Рецензент д.т.н., проф. Г.А. Хайліс

УДК 631.563.9 (621.798)

І.О. Ніщенко, к.ф–м.н., А.Я. Здобицький
Львівський національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ НАПРУЖЕНО–ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОЛІМЕРНОЇ СТРІЧКИ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ПРОЦЕСУ ОБГОРТАННЯ РУЛОНІВ

Проведено аналіз технологічного процесу герметизації рулону полімерною стрічкою та викладено основні залежності ефективної роботи обладнання.

ОБГОРТАЧ РУЛОНІВ, ГЕРМЕТИЗАЦІЯ СІНАЖУ, ПОЛІМЕРНА СТРІЧКА.

Постановка проблеми. Заготівля кормів із трав в рулонах є складним технологічним процесом від ефективності якого залежить якість отриманого корму. Однією з найважливіших операцій є обгортання рулонів сінажу полімерною стрічкою, в процесі якого під дією змінних навантажень відбувається деформація і нерівномірний її натяг, що призводять до неналежного перекривання шарів і як наслідок незадовільної герметизації корму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Технологія заготівлі спресованого корму в рулонах загерметизованих полімерною стрічкою є відносно новою. І відповідно публікації в основному містять інформацію рекламного характеру та стосуються переважно технологічних параметрів обладнання і якості одержаного корму. Хоча на даний час існує широкий вибір машин та обладнання, проте вони здійснюють обгортання рулонів за однаковим принципом. У процесі обгортання циліндричного рулона вздовж його твірної прилягає стрічка, натяг якої є нерівномірним внаслідок зміни радіуса і відповідно погіршується якість отриманого корму [5, 6].

Мета дослідження. Для підвищення ефективності існуючого обладнання та якості процесу обгортання необхідно обґрунтувати допустимі деформації і навантаження, що діють на полімерну стрічку. Встановити взаємозв'язок між параметрами процесу, режимами роботи і рівняннями стану полімерної стрічки та сінажної маси.

Результати дослідження. У процесі роботи циліндричний рулон, обертаючись навколо своєї осі обгортається стрічкою, що рухається навколо нього по колу в горизонтальній площині. В процесі роботи радіус охоплення рулона є змінним, тому стрічка з різним зусиллям обтягує його.

Для з'ясування показників розглянемо кінематику взаємодії циліндричного тіла (рулона сінажу) з полімерною стрічкою, під час його обгортання. Припустимо що на рухомій платформі знаходиться точка М і рухається по колу, а на рулоні точка А, які в процесі роботи переміщуються на деякий кут φ . Схема процесу обгортання подана на рисунку 1.

Визначимо біжуче значення точки М та її координати з наступного рівняння [1]:

$$M \begin{cases} x = R \cos \varphi; \\ y = R \sin \varphi. \end{cases} \quad (1)$$

Відповідно координати точки А (біжуче значення) знайдемо за залежністю

$$A \begin{cases} x_a = l; \\ y_a = -a. \end{cases} \quad (2)$$

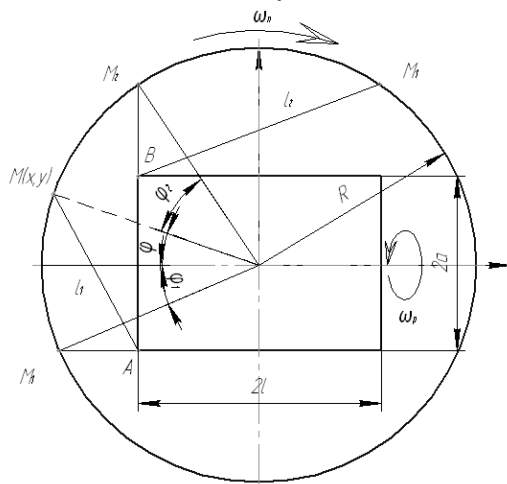


Рис.1. Схема процесу обгортання рулона

Сполучивши точки М і А отримаємо відрізок L_1 (довжина стрічки), довжину якого знайдемо скориставшись залежностями (1, 2):

$$L_1 = \sqrt{(R \cos \varphi - l)^2 + (R \sin \varphi + a)^2}, \quad (3)$$

спростивши яке отримаємо:

$$L_1 = \sqrt{R^2 + L^2 + a^2 - 2R(l \cos \varphi - a \sin \varphi)}, \quad (4)$$

при умові, що $\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$,

де φ_1 і φ_2 – крайні значення кута φ .

Знайдемо координати біжучих значень кута φ :

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= -\arcsin\left(\frac{a}{R}\right); \\ \varphi_2 &= \arccos\left(\frac{l}{R}\right),\end{aligned}\quad (5)$$

де $l - 1/2$ загальної довжини рулона.

У процесі роботи точка M переміститься на деякий кут φ . Відповідно довжина плеча L_1 зміниться внаслідок деформації стрічки. Тому позначимо на рулоні точку B та знайдемо довжину відрізка M_2B , що виразимо через L_2

$$L_2 = \sqrt{(R \cos \varphi - l)^2 + (R \sin \varphi - a)^2}, \quad (6)$$

спростивши, отримаємо рівняння

$$L_2 = \sqrt{R^2 + l^2 + a^2 - 2R(l \cos \varphi + a \sin \varphi)}. \quad (7)$$

Для ефективного протікання процесу необхідне виконання умови: $\varphi_2 \leq \varphi \leq \varphi_3$, де φ_3 – кут переміщення точки M_2 .

Визначимо кут φ_3 за наступним рівнянням

$$\varphi_3 = \pi + \varphi_1. \quad (8)$$

Знайдемо приріст відстаней L_1 і L_2 , що дорівнює приросту довжини стрічки і її відносному видовженню, та виразимо їх залежністю:

$$dL = \frac{dL}{d\varphi} d\varphi. \quad (9)$$

відповідно

$$\frac{dL}{d\varphi} d\varphi = V dt + V dt [\varepsilon],$$

де V – швидкість розмотування стрічки, м/с; $[\varepsilon]$ – допустиме значення деформації стрічки.

Звідси отримаємо, що

$$V = \frac{dL}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} \cdot \frac{1}{1 + [\varepsilon]}, \quad (10)$$

де $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – кутова швидкість рухомої платформи, рад/с.

Підставивши ω у вираз (10) отримаємо наступні залежності:

$$\frac{dL_1}{d\varphi} = \frac{R(l \sin \varphi + a \cos \varphi)}{L_1};$$

$$\frac{dL_2}{d\varphi} = \frac{R(l \sin \varphi - a \cos \varphi)}{L_2}. \quad (11)$$

Отже, швидкість розмотування стрічки, для обох випадків, відповідно V_1 і V_2 визначимо з рівнянь

$$V_1 = \frac{1}{1 + [\varepsilon]} \frac{l \sin \varphi + a \cos \varphi}{L_1};$$

$$V_2 = \frac{1}{1 + [\varepsilon]} \frac{l \sin \varphi - a \cos \varphi}{L_2}. \quad (12)$$

Для визначення відносної деформації ε будемо вважати, що міру повзучості $C(t - \tau)$ стрічки можна апроксимувати функцією:

$$C(t - \tau) = c_0 (1 - e^{-\gamma_1(t - \tau)}), \quad (13)$$

де c_0 і γ_1 – сталі, які необхідно визначити експериментально.

Залежність між повною деформацією і дотичним напруженням має вигляд

$$\varepsilon(t) = \frac{\sigma(t)}{E(t)} - \int_0^t \frac{\sigma(t)}{E(t)} L(t, \tau) dt, \quad (14)$$

де $L(t, \tau) dt = \frac{\dot{E}(\tau)}{E(\tau)} + \frac{\partial c}{\partial \tau},$

підставивши (1.13) у (1.14) отримаємо рівняння

$$L(t, \tau) dt = -\dot{E}/E - EC_0 \gamma_1 e^{-\gamma_1(t - \tau)}.$$

Якщо модуль пружності першого роду (модуль Юнга) з часом не змінюється і напруження σ має постійне значення, то підставивши вираз $L(t, \tau)$ і здійснивши інтегрування, отримаємо наступну залежність

$$\varepsilon(t) = \sigma/E - \sigma C_0 (1 - e^{-\gamma_1 t}).$$

Висновки. З отриманих аналітичних залежностей випливає, що для обґрунтування основних конструктивних і кінематичних параметрів та встановлення режимів роботи обгортача рулонів сінажу суттєвий вплив мають фізико-механічні властивості полімерної стрічки. Тому для підвищення роботоздатності існуючого обладнання необхідно дослідним методом встановити фізико-механічні властивості герметизуючої стрічки з врахуванням фактора часу.

Література

1. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. – 2–ге вид., стереотип. – К.: Техніка, 2004. – 512 с.: іл.
2. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. М.: Наука, 1966. – 752 с.: ил.
3. Малинин Н.Н. Прикладная теория пластичности и ползучести. Учебник для студентов вузов. Узд. 2–е, перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1975. – 400 с.
4. Арутюнян Н.Х. Некоторые вопросы теории ползучести. - М.: Гостехиздат, 1952.
5. Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іщенко Т.Д та ін. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
6. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.: іл.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух

УДК 631.337

© О.О. Налобіна, д.т.н.; В.С. Пуць, к.т.н.; Ю.В. Муравинець
Луцький національний технічний університет

РОЗРОБКА МЕТОДУ ВРАХУВАННЯ ІМОВІРНІСНИХ УМОВ ТЕХНОЛОГІЇ ЗБИРАННЯ ЛЬОНУ–ДОВГУНЦЯ

Матеріал статті містить результати роботи, направленої на розробку методу статистичного моделювання строків виконання технологічних операцій під час збирання льону–довгунця.

ЛЬОН–ДОВГУНЕЦЬ, ЙМОВІРНІСТЬ, ТЕХНОЛОГІЯ ЗБИРАННЯ, ПРИРОДНО–КЛІМАТИЧНІ УМОВИ.

Постановка проблеми. Набір технологій вирощування льону–довгунця обумовлюється природно–кліматичними умовами конкретного регіону. Для розробки оптимального плану виконання робіт та формування комплексу технічних засобів необхідно знати основні параметри і закономірності зміни погодної ситуації.

Коректування послідовності і строків виконання технологічних операцій, а також складу технічних засобів необхідно

здійснювати на базі науково обґрунтованих методів врахування імовірнісних характеристик природнокліматичних умов.

Аналіз останніх досліджень. Дослідженню технологій вирощування та збирання льону–довгунця присвячено багато науково–дослідних праць. Зокрема, у роботах [1, 2, 3] розглянуто етапи вирощування цієї культури; технологічні операції, які при цьому виконуються, аналізуються послідовність та строки їх оптимального виконання. Технології збирання льону, їхнє технічне оснащення розглянуто в роботах [4, 5]. Аналіз відомих досліджень технологій вирощування та збирання льону–довгунця показав, що оцінка технологій здійснюється без урахування імовірнісного характеру природнокліматичних умов.

Мета роботи. Метою роботи є розробка методу оцінки та врахування імовірнісного впливу природно–кліматичних умов на формування технологій вирощування і збирання льону–довгунця та комплексу технічних засобів.

Результати роботи. Розв’язок задачі, спрямованої на виявлення імовірнісних показників технології вирощування та збирання льону–довгунця, виконувався у декілька етапів.

На першому етапі проведено аналіз технологічних операцій вирощування та збирання льону–довгунця за статистичними даними. Сформована база даних містить наступну інформацію: температурні умови, кількість опадів, терміни початку та закінчення операцій.

На другому етапі була виконана статистична оцінка отриманої інформації. Оцінка термінів проведення польових робіт проводилась за чотирма основними циклами технологій вирощування і збирання льону–довгунця. Це дозволило отримати оцінку ймовірності початку кожної технологічної операції у заданому інтервалі часу.

У ході статистичної обробки даних отримали значення середнього квадратичного відхилення та математичного очікування дат початку технологічних операцій (табл. 1) для технологічного процесу збирання.

Таблиця 1. Статистична оцінка терміну початку виконання технологічних операцій збирання льону–довгунця

Вид роботи	Фаза стиглості льону	Інтервал часу	Середнє статистичне	Математичне очікування
Брання льону	рання жовта	6.08 – 12.08	2,64	12,02
	жовта	15.08 – 25.08	4,26	24,06
	повна	30.08 – 3.09	3,26	18,94

Таблиця такого типу за умови значної кількості дослідів (охоплення даних за період, що перевищує 3 роки) не дає уявлення про характер розподілу дат початку проведення технологічних операцій. Тому доцільно провести оцінки ймовірності у невеликих інтервалах часу.

Така оцінка виконувалась із використанням методики оцінки точності та надійності оцінки числових характеристик випадкових величин [6]:

$$P\{|\bar{M} - M| < \varepsilon\} \approx \varepsilon 2\Phi\left(\frac{\varepsilon}{\sigma[\tilde{M}]}\right), \quad (1)$$

де \tilde{M} – оцінка середнього статистичного значення інтервалу початку технологічної операції; M – дійсне середнє статистичне значення інтервалу; ε – помилка досліду; 2Φ – функція Лапласа.

Обробка статистичних даних, які характеризують термін початку і завершення технологічних операцій в залежності від природно-кліматичних умов дозволила отримати функцію розподілу ймовірностей та щільності їхнього розподілу. Щільність розподілу імовірнісних показників дат прояву природно-кліматичних явищ і, відповідно, дат початку виконання певних технологічних операцій описується нормальним законом і має вигляд (рис. 1), на прикладі операції брання.

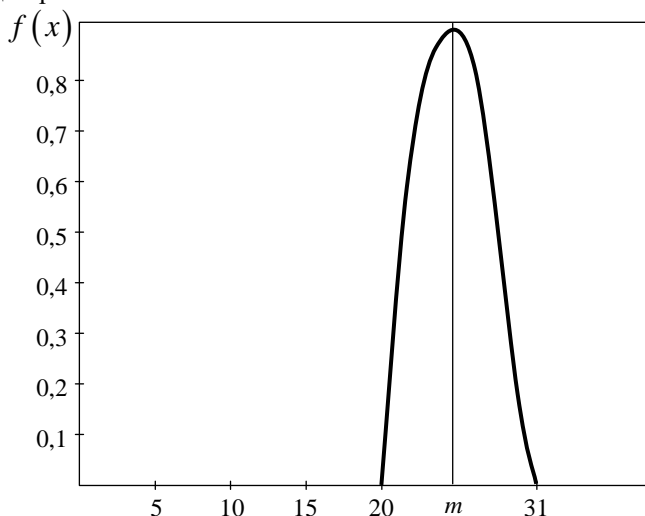


Рис. 1. Статистичний розподіл дат початку операції брання від часу настання фази жовтої стиглості

Визначення щільності розподілу імовірнісних характеристик дало можливість перейти до наступного етапу моделювання графіка виконання технологічних операцій.

З урахуванням того, що закон $f(x)$ розподілу є нормальним, задача статистичного моделювання строків початку виконання технологічних операцій розв'язувалась шляхом побудови випадкових векторів з жорсткою системою стохастичних зв'язків. З цією метою розроблено алгоритм лінійного перетворення. Схема формування алгоритму наведена на рис. 2.

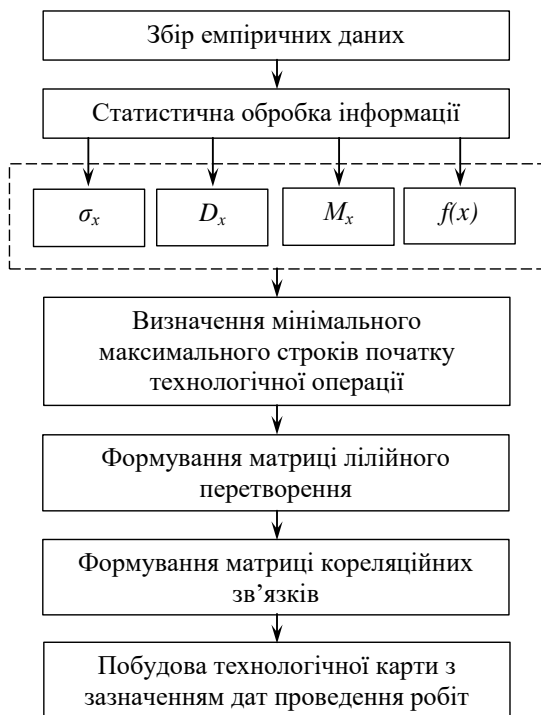


Рис. 2. Схема побудови алгоритму лінійного перетворення

Результати, отримані статистичним моделюванням оцінки термінів настання стиглості льону та строків проведення технологічних операцій його збирання, дозволили сформувавши графік виконання робіт.

Висновок Дослідженнями статистичних характеристик параметрів технологічного процесу збирання льону–довгунця встановлено:

– початок виконання технологічних операцій та їхня тривалість залежать від імовірнісних характеристик прояву погодних явищ;

– між строками настання певних фаз зрілості льону і строками початку проведення технологічних операцій є тісний кореляційний зв'язок, який має тенденцію до зменшення при віддаленні від встановлених агротехнічних строків через втручання несприятливих погодних умов.

Література

1. Хайлис Г.А. Лыноуборочные машины/ Хайлис Г.А., Быков Н.Н., Бухаркин В.Н., Васильев Г.К., Можаров Б.П. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

2. Ковалев М.М. Ресурсозберегающая технология и оборудование для переработки льносырья/ М.М. Ковалев, А.П. Апыхин, Ф.В. Зубов, Д.Г. Дьяченко// Интенсификация машинных технологий производства и переработки льнопродукции: Мат. междунар. науч.–практ. конф. – Тверь, 15–16 июня, 2004. – С.16–26.

3. Ковалев М.М. Ресурсозберегающая технология комбинированной уборки льна–долгунца/ М.М. Ковалев, Б.А. Поздняков// Интенсификация машинных технологий производства и переработки льнопродукции: Мат. междунар. науч.–практ. конф. – Тверь, 15–16 июня, 2004. – С.73–87.

4. Быков Н.Н. Повышение качества льна–долгунца/ Н.Н. Быков, Ф.М. Карпунин, М.М. Труш и др. – М.: Колос, 1948. – 135 с.

5. Пашин Е.Л. Основы координации работ по научному обеспечению льняной отрасли/ Е.Л. Пашин// Вестник РАСХН. – 2003. – №1. – С. 46.

6. Вентцель Е.С. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. Учеб. пособие для студ. вузов/ Е.С. Венцель, Л.А. Овчаров. – М.: Изд. центр «Академия», 2003. – 464 с.

7. Живетин В.В. Концепция развития льняного комплекса России на 2002–2006 гг./ В.В. Живетин. – М.: ЦНИИЛКА, 1991.



ANNOTATIONS

АННОТАЦИИ

Artiomov N. Investigation into the partial-acceleration method for controlling motion of mobile agricultural units. By means of the partial-acceleration method the procedure is offered to determine a relation between the technical state of a mobile machine, dynamics and its controllability.

Babaryka S., Rusakov D., Sukhovetsky A. Power technologies of bringing of organic fertilizers on basis of sapropel. In the article new technologies of bringing of organic and organic-mineral fertilizers are offered on the basis of organic sapropels of freshwater lakes of the Volyn region, and also structural decisions of basic workings elements and knots of machines, necessary for implementation of production process.

Boyko A., Savchenko V., Kulikovskiy V. Determination of efforts which operate on peripheral part of coil of screw. The reactions of forces and their constituents which operate on the elementary ground of curvilinear area of surface of wear of coil of screw are certain. Analysis of change of effort which operates along coil shows that it as well as the axial depends on maximum tension of destruction of grain coefficient of friction and radius of rounding of peripheral part at a wear.

Borys A. Grounds of rational range of copying cut of sugar beets tops. It is developed the mathematical model of working process of cutting sugar beets tops with a help of composite cut. It is determined the losses of

Артёмов Н.П. Исследование метода парциальных ускорений для контроля движения мобильных сельскохозяйственных агрегатов. С помощью метода парциальных ускорений предлагается методика определения зависимости между техническим состоянием мобильной машины, динамичностью и её управляемостью.

Бабарика С.Ф., Русаков Д.С., Суховецкий А.С. Механизированные технологии внесения органических удобрений на основе сапропеля. В статье предлагаются новые технологии внесения органических и органико-минеральных удобрений на основе органических сапропелей пресноводных озер Волынского региона, а также конструктивные решения основных рабочих элементов и узлов машин, необходимых для выполнения производственного процесса.

Бойко А.И., Савченко В.Н., Куликовский В.Л. Определение усилий, которые действуют на периферийную часть витка шнека. Определены реакции сил и их составляющих, которые действуют на элементарную площадку криволинейного участка поверхности изнашивания витка шнека. Анализ изменения усилия, которое действует вдоль витка показал, что оно как и осевое зависит от предельного напряжения разрушения зерна, коэффициента трения и радиуса закругления периферийной части, при изнашивании.

Борис А.М. Обоснование рационального диапазона копирующего среза ботвы сахарной свеклы. Разработана математическая модель рабочего процесса удаления ботвы с помощью комбинированного

sugar-bearing mass and the rest of sugar beets tops by the different agrophysical characteristics of crops and technological parameters of working organs. As a result of the theoretical researches is discovered the possibility of the reduction a range of copying cut.

Bots. I. The straw use directions. *Perspective directions of use of straw in Ukraine and world are presented in article.*

Burya A., Armashov Yu. , Rula I. **Prospects of applying the details from carbon plastics in friction couples of hydrostatic drives.** *The work of ГСТ-90, ГСТ-112 hydrostatic drives has been analysed. The ways of improving the properties of their technical level at the account of producing separate details of mobile joints from carbon plastic based on phenilon have been examined.*

Hewko B., Komar R., Liubachivskiy R., Romanovska L. **Structural and technological technique of increasing the reliability of a drive screw mixer.** *The construction of transporting mechanism for fulfilling the combined operation of transporting and mixing is proposed. The analytical dependences for estimating the main structural and power parameters of contact radial pair of a clutch taking into account the possible replacements of slope angle of transporting shoot during the conveyer operation are developed.*

Gevko B., Layshuk O., Skyba O., Saranchyk L. **Technological features of desiccating making of clamping cylindrical springs of.** *Technological pre-conditions of*

среза. Определены потери сахароносной массы и остатки ботвы для различных агрофизических характеристик посевов и технологических параметров рабочего органа. В результате теоретических расчетов обнаружена возможность уменьшения диапазона копирующего среза.

И.В. Боць. **Направления использования соломы.** *В статье предложены перспективные направления использования соломы сельскохозяйственных культур в Украине и мире.*

Буря А.И., Армашов Ю.В., Рула И.В. **Перспективы использования деталей из углепластиков в парах трения гидрообъемных передач.** *Проанализирована работа гидрообъемных передач ГСТ-90, ГСТ-112 рассматриваются пути повышения показателей их технического уровня за счет изготовления отдельных деталей подвижных соединений из углепластика на основе фенилона.*

Гевко Б.М., Комар Р.В., Любачивский Р.А. Романовская Л.М. **Конструктивно-технологические методы повышения надежности приводов винтовых смесителей.** *Представлены конструкцию транспортирующего механизма для выполнения совместных операций транспортировки и смешивания. Выведены аналитические зависимости для расчета основных конструктивно-силовых параметров радиальной пары контакта муфты с учетом возможных смещений угла наклона транспортирующего желоба в процессе работы транспортера.*

Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Скиба О.Р. Саранчук Л.Л. **Технологические особенности проектирования и изготовления зажимных винтовых пружин технологической оснастки.**



planning of cylindrical clamping springs are resulted with the rectangular transversal cut of the technological rigging. The method of their planning is developed with determination of size of bridges between petals on external and on internal diameters. The technological process of making of cylindrical clamping flat springs of the technological rigging and certainly effort of clamp of purveyance is developed depending on structural parameters and axial force of clamp.

Gerasimchuk G., Baranovskiy V., Pan'kiv M. **Experimental researches of the second serves of constituents of component of admixtures of root crops.** *The results of analysis of approximating functions of change of the second serve of general admixtures are resulted, free and sticking soil, free vegetable admixtures and tailings of ботвы, on the heads of root crops of forage beet in the process of their excavation combined disk spherical dig.*

Golovach I., Berezovyi M., Soltysiuk V. **Theoretical research of haulm gathering machine of rotor type.** *Process of operation of a cutting apparatus of a haulm gatherer, which realizes a continuous unsupported cut of sugar beet haulm without copying analytically considered.*

Gorovyi M. **To the question regeneration exhaust oils.** *The object of research is the studies facilities and technological processes of natural ways restoration and stabilization of operating properties of waste motor oils used in*

Приведены технологические предпосылки проектирования винтовых зажимных пружин с прямоугольным поперечным перерезом технологической оснастки. Разработана методика их проектирования с определением и величины перемычек между лепестками по внешнему и по внутреннему диаметрам.

Разработан технологический процесс изготовления винтовых зажимных плоских пружин технологической оснастки и определено усилие зажима заготовок в зависимости от конструктивных параметров и осевой силы зажима.

Герасимчук Г.А., Барановский В.Н., Паньків М.Р. **Экспериментальные исследования секундных подач составляющих компонента примесей корнеплодов.** *Приведены результаты анализа аппроксимирующих функций изменения секундной подачи общих примесей, свободной и налитшей почвы, свободных растительных примесей и остатков ботвы, на головках корнеплодов кормовой свеклы в процессе их выкапывания комбинированным однодисковым сферическим копалелем.*

Головач И.В., Березовий Н.Г., Солтисюк В.И. **Теоретическое исследование ботвосрезающего аппарата роторного типа.** *Рассмотрен технологический процесс работы роторного режущего аппарата ботвоуборочной машины, который осуществляет сплошной безподпорный безкопирный срез ботвы сахарной свеклы.*

Горовий М.В. **К вопросу о регенерации отработанных масел.** *Объектом исследования являются исследования технических средств и технологических процессов восстановления и стабилизации эксплуатационных свойств, отработанных моторных*

automotive engines, in terms of ACC. Theoretical research of processes: sludge; purification of contaminants by centrifugation, microfiltration (light); introduction and dispersion of additives.

Hynko Y., Holyuk V. Perfection avtomated production of sugar evaporating unit. *In this paper we give a new constructive solution of multi-evaporation plantssugar industry, whose work to improve the efficiency of the evaporation process and reduce the consumption of energy in the process of evaporation.*

Gunko Y., Linyk O. Improvement of automated filtering apparatus for sugar production. *The article presents a new constructive solution for the sheet of filter sets sugar production, which will increase the efficiency of the filtering process and reduce the cost of this process.*

Gusev A., Pavlova I. Priymak O. Analysis of structural properties of body details on indexes of quantitative estimation. *In the article is conducted analysis of body details on the indexes of quantitative estimation, and also the offered method of selection of such details for treatment on metal-working workcenters.*

Gutsol O., Kovbasa V., Solomka V. Analysis of the movement of grain by the vibrating surface. *The article analyzes patterns of movement mode of machine-tractor unit based on topography of the field, provided that the minimum amount of energy.*

масел, используемых в автотракторных двигателях физическими способами, в условиях АПК. Проведены теоретическое исследование процессов: отстоя; центрифугирования механических примесей; микрофльтрация (осветление масел); введение и диспергирования присадок.

Гунько Ю.Л., Голук В.О. Усовершенствование автоматизированной выпарной установки сахарного производства. *В статье приведено новое конструктивное решение многокорпусной выпарной установки сахарного производства, работа которой повысить эффективность процесса выпаривания и снизить расход энергоносителей на процесс выпаривания.*

Гунько Ю.Л., Линник О.В. Совершенствование автоматизированных фильтровальных аппаратов сахарного производства. *В статье приведено новое конструктивное решение для листовых фильтровальных аппаратов сахарного производства, что обеспечит повышение эффективности процесса фильтрации и снижения затрат на этот процесс.*

Гусев А.П., Павлова И.О. Приймак А.В. Анализ конструктивных свойств корпусных деталей по показателям количественной оценки. *В статье проведен анализ корпусных деталей по показателям количественной оценки, а также предложенная методика подбора такого вида деталей для обработки на многоцелевых металлообрабатывающих станках.*

Гуцол О.П., Ковбаса В.П., Соломка В.А. *В статье проанализированы закономерности режима движения машинно-тракторного агрегата с учетом рельефа поля при условии обеспечения минимальных затрат энергии.*



Didukh V., Moherov Y. Definition of basic kinematic parametriv granules spherical shape. *In the article contained an analysis of the particles moving WMD curved surface is heated to make them is different from a spherical shape while a partial decrease of humidity. The method of calculating the basic values kinematic rolling particles spherical in shape to give their values.*

Didukh V., Khlopeckiy R. The choice of calculation method of sapropel middle layer cutting process. *The paper presents a calculation method of cutting the middle layer of lake natural humidity sapropel based on limiting equilibrium selected item placed on the surface of the working body.*

Derevyanko D. ways of improvement of high-quality indexes of grain. *The paper considers he results of testing as vell as the analysis of vinter wheat seeds when harvesting as vell as when affer – harvest processing and sowing. The effect of seeds damage their damage by microorganisms on the qualifafive indexes of seeds under these technological processes has been analysed.*

Dudarev I., Khomych A. Substantiation of structural parameters of thresher of flax band. *A new construction of thresher of flax band is offered in the article. Results of theoretical researches of rational structural parameters of flax thresher are presented.*

Дидух В.Ф., Мошеров Ю.М. Определение основных кинематических параметров гранулы шарообразной формы. *В статье приведенный анализ перемещения частиц ОМУ по криволинейной нагретой поверхности з целью превращения их з различной у шарообразную форму с одновременным частичным уменьшением влажности. Предложена методика расчёта основных кинематических значений качения частиц шарообразной формы с получением их значений.*

Дидух В.Ф., Хлопецкий Р.А. Выбор метода расчета процесса резания среднего слоя сапропеля. *В статье предложен метод расчета процесса резания среднего слоя озерного сапропеля естественной влажности на основе предельного равновесия выделенного элемента, размещенного на поверхности рабочего органа.*

Дерев'янку Д.А. Пути улучшения качественных показателей зерна. *В статье приведены результаты исследований и анализ качества семян озимой пшеницы при уборке, послеуборочной обработке и посеве. Анализируется влияние травмирований и микроорганизмов на качественные показатели семян.*

Дударев И.Н., Хомыч А.В. Обоснование конструктивных параметров устройства для обмола ленты льна. *В статье предложена новая конструкция устройства для обмола ленты льна. Представлены результаты теоретических исследований по обоснованию рациональных конструктивных параметров предложенного устройства.*

Zayika P., Bakum N., Mikhaylov A., Koziy A. Separaciya of seed flax on oscillation separators. *Analysis of results of experimental researches of cleaning and sorting of unstandard seed of flax on the perforated and unperforated workings organs oscillation separators rotined that from the seed of flax there is possibility to select the trudnootdelimye seed of weeds and admixture with a simultaneous selection in departure of inferior seed of basic culture.*

Zakharchuk V., Zakharchuk O., Konovalyuk A.. Use of biogas as a motor fuel for a agriculture technique. *The effective indexes of the gas engine reconditioned from a diesel are in-process investigational with a spark lighting during his work on a biogas at the different degrees of his cleaning.*

Il'chenko V., Derkach A. Nagieva N. Research of adjusted of construction of the cultivated cultivators and cultivators – hillers to the operation of periodic and ezhesmennogo technical service and storage of machines. *Expounded method and results of research of adjusted of construction of the cultivated cultivators and cultivators – hillers to the operations of periodic TS, ezhesmennogo TS and storages of machines.*

Karpyuk V. Influence of physical and chemical factors is on efficiency of separuvannya of milk. *Frequency of rotation of separator, acidity of milk, temperature of separuvannya and also size of fatty marbles of milk, influences on the division of phases of milk.*

Заика П.М., Михайлов А.Д., Козий А.Б. Сепарация семян льна на вибрационных сепараторах. *Анализ результатов экспериментальных исследований очистки и сортирования некондиционных семян льна на перфорированных и неперфорированных рабочих органах вибрационных сепараторах показал, что из семян льна есть возможность выделить трудноотделимые семена сорняков и примеси с одновременным отбором в отход неполноценных семян основной культуры.*

Захарчук В.И., Захарчук О.В., Коновалюк А.О.. Использование биогаза в качестве моторного топлива для сельскохозяйственной техники. *В работе исследовано эффективные показатели переоборудованного с дизеля газового двигателя с искровым зажиганием при его работе на биогазе при разных степенях его очистки.*

Ильченко В.Е., Деркач А.Д., Нагиева Н.А., Исследование приспособленности конструкции пропашных культиваторов и культиваторов – орудников до операции периодического и ежесменного технического обслуживания и хранения машин. *Изложена методика и результаты исследования приспособленности конструкции пропашных культиваторов и культиваторов–орудников до операций периодического ТО, ежесменного ТО и хранения машин.*

Карпюк В.М. Влияние физико–химических факторов на эффективность сепарирования молока. *На разделение фаз молока влияет скорость вращения вала сепаратора, кислотность молока, температура сепарирования а также размер жировых шариков молока.*



Kobets A., Nagiyeva N., Improvement of quality indicators of centrifugal spreaders. *Describe the structure of the working body for the dispersion of granulated mineral fertilizers.*

Kobets' A., Naumenko N., Sokol **Research of digger vibration during root crops digging up process.** *It is given the theoretical research of digger vibration definition. It is analysed the vibration influence on root crops digging up process.*

Kobets A., Pugach A. **The impact of local functioning elements on qualitative indicators of work of arrow-headed legs.** *Results of field investigations of hoes that equipped by local functioning elements are given in this paper. The impact of local functioning elements on qualitative indicators of work is examined. The facts for confirmation of main working hypothesizes that accepted under development of mathematical mode are received.*

Kovbasa B., Derkach A., Solomka B., Yamkov A. **On the classification of combine harvesters.** *The paper deals with the classification of combine harvesters with different designs and productivity, as well as analyze the distribution of processor throughput.*

Kovbasa V., Solomka A., **Analysis of the movement of grain by the vibrating surface.** *The article analyzes patterns of movement of grain at the surface of a vibrating feeder, feeder grain grinder material of low productivity.*

Кобец А.С., Нагиева Н.А., **Улучшение качественных показателей центробежных разбрасывателей.** *Приведено обоснование конструкции рабочего органа для рассеивания гранулированных минеральных удобрений.*

Кобец А.С., Науменко Н.Н., Сокол С.П. **Исследование вибрации копача типа «скоба» при выкапывании корнеплодов.** *Наведены результаты теоретических исследований к определению сопротивления копача при его вибрации. Проанализировано влияние вибрации на процесс выкапывания корнеплодов.*

Кобец А.С., Пугач А.Н. **Влияние элементов локального упрочнения на качественные показатели работы стрельчатых лап.** *В работе приведены результаты полевых исследований культиваторных лап оснащенных элементами локального упрочнения. Рассмотрено влияние элементов упрочнения на качественные показатели работы. Получены данные в подтверждение основных рабочих гипотез, которые были приняты во время разработки математической модели.*

Ковбаса В., Деркач А.П., Соломка В., Ямков А. **К вопросу классификации зерноуборочных комбайнов.** *В статье рассмотрены вопросы классификации зерноуборочных комбайнов различной конструкции и продуктивности, а также проанализировано распределение комбайнов по пропускной способности.*

Ковбаса В.П., Соломка А.В., **Анализ перемещения зерна по вибрирующей поверхности.** *В статье проанализированы закономерности перемещения зерна по вибрирующей поверхности питателя-дозатора измельчителя зерновых материалов малой продуктивности.*

Kolodiychuk A. Influence of the different factors on power indexes in joint of the caterpillars tractors. *In this article is resulted application of theory of Hertz-Belyaeva for determination of coefficient and momenta friction depending on distributing of contact pressure which appears as a result of co-operation of inequalities in the metallic pair of friction hob-finger.*

Kostyna O., Lovejkin V. Mathematical model of dynamics of movement of the scraper conveyor. *In article the valid dynamic loadings operating on elements of traction body and driver are defined. Results of theoretical research are presented on graphs.*

Kravchuk V., Lyubchenko S. Integrated system technologies of agriculture controlled. *The functions of the computer-integrated system realization of technologies of the Precision Farms are considered are methods of collection, treatments and uses of information for the technological processes control of growing of agricultural cultures.*

Krisak F., Panasyuk S., Diduh V.. Design features of machines for washing fruits and berries. *The article summarizes the known designs of machines for washing fruits and berries, and a construction vibration washing machine.*

Kuzmina T., Babich S., Bobyr S. Problems of the use and storage of straw of flax oily in Ukraine and abroad. *Directions of the use of raw material of flax are in-process*

Колодійчук А.А. Влияние разных факторов на энергетические показатели в шарнирах гусениц тракторов. *В данной статье приведено использование теории Герца-Беляева для определения коэффициента и момента трения в зависимости от распределения контактного давления, которое образуется в результате взаимодействия микронеровностей в металлчес-кой паре трения втулка-палец.*

Костына О.Ю., Ловеikin В.С. Математическая модель динамики движения скребкового конвейера. *В статье определены действительные динамические нагрузки, действующие на элементы тягового органа и приводного механизма. Результаты теоретического исследования представлены на графиках.*

Кравчук В.И., Любченко С.Е. Интегрированная система технологий управляемого земледелия. *Рассмотрены функции интегрированной системы реализации технологий управляемого земледелия – методы сбора, обработки и использования информации для управления технологическими процессами выращивания сельскохозяйственных культур.*

Крисак Ф.М., Панасюк С.Г., Дидух В.Ф.. Конструктивные особенности машин для мойки плодово-ягодной продукции. *В статье приведен анализ известных конструкций машин для мойки плодово-ягодной продукции и предложена конструкция вибрационной моечной машины.*

Кузьмина Т.О., Бабич С.С., Бобырь С.В. Проблемы использования и хранения соломы льна масличного в Украине и за рубежом. *В работе рассмотрены направления*



considered oily and methods over of storage of flax straw (trusts) are brought with the purpose of receipt of homogeneous fibre.

Kuz'minskiy R., Vasykhevych V. Determination of friction coefficient of flax seed on the surfaces of steel details of different roughness. *The influence of roughness of steel surfaces on the sliding friction coefficient of three sorts of oil flax seed in the conditions of dry friction is researched. Regression dependences for determination of mean values of this index for different roughness of surface are resulted.*

Kuz'minskiy R., Sokolovskiy O. Algorithm of planning of technological processes, executable on stationary posts*The algorithm of planning of technological processes, executable on stationary posts is expounded, which is based on the use of theory of the graphs and schedules.*

Limont A. The conditions of the rational use of machine units when harvesting flax straw. *The paper generalizes the results of studying the parameters of flax straw band spread by the combine which determine the conditions of using machine units when lifting flax straw. It also investigates the influence of the running speed of the flax combine unit and the height of pulling on the purity of stalk towing. The arrangement of spread stalks has been estimated by the angle of their incline in the direction of the unit travel.*

использования сырья льна масличного и приведены методы хранения льняной соломы (тресты) с целью получения однородного волокна.

Кузьминский Р. Д., Висилькевич В. О. Определение коэффициента трения семян льна по поверхностям стальных деталей разной шероховатости. *Исследовано влияние шероховатости стальных поверхностей на значения коэффициента трения скольжения семян трех сортов масличного льна в условиях сухого трения. Приведены регрессионные зависимости для определения средних значений этого показателя в зависимости от шероховатости поверхности.*

Кузьминский Р. Д., Соколовский О. Р. Алгоритм проектирования технологических процессов, выполняемых на стационарных постах. *Изложен алгоритм проектирования технологических процессов, выполняемых на стационарных постах, который основан на использовании теории графов и расписаний.*

Лимонт А.С. Условия рационального использования машинных агрегатов на уборке льнотресты. *Обобщены результаты исследований о параметрах разостланной комбайном ленты льносоломы, которые определяют условия использования машинных агрегатов на подъеме тресты. Исследовано влияние скорости движения льноуборочного комбайнового агрегата и высоты теребления на чистоту очесывания стеблей. Расположение разостланных стеблей оценено углом их наклона к направлению движения агрегата.*

Leschenko S.j, Vasil'kovskiy O., Salo V., Vasil'kovskiy M., Petrenko D. **Theoretical research quality of airseparation grain-growing mixtures is in the sloping current of air.** *A review and analysis of existent methods of estimation of quality of process of cleaning of corn mixtures is conducted in the article. The trajectories of motion of valuable grain and admixtures are built under the action of sloping current of air, using self-reactance equalization of cleaning. Going out from the normal law of distributing of components for factions the offered method of estimation of plenitude of division. Got dependence (6) which allows to conduct the high-quality estimation of cleaning of mixtures.*

Loveykin V., Bortun V. **The analysis of movement mode of the bucket elevator.** *The mathematical model describing the basic movement of the bucket elevator is developed.*

Loveykin V., Shumilov G. **Dynamic analysis of process of starting of mechanism of moving of load of elevator.** *The theory and study the dynamics of the drivers of the trucks. Construct a dynamic mathematical model of the mechanism and moving freight elevator. Study and analyze the behavior of machine elements move cargo elevator during its operation.*

Лещенко С. Н. Васильковский А. М., Сало В. М., Васильковский М. И., Петренко Д. И. **Теоретическое исследование качества пневмо-сепарации зерновых смесей в наклонном воздушном потоке.** *В статье проведен обзор и анализ существующих методов оценки качества процесса очистки зерновых смесей. Построены траектории движения полноценного зерна и примесей под действием наклонного воздушного потока, используя параметрическое уравнение сепарации. Выходя из нормального закона распределения компонентов на фракции предложенная методика оценки полноты разделения. Полученная зависимость, которая позволяет провести качественную оценку сепарации смесей.*

Ловейкин В.С., Бортун В.А. **Анализ режима движения ковшового елеватора.** *Разработана математическая модель, описывающая основное движение ковшового элеватора.*

Ловейкін В.С., Шумілов Г.В. **Динамический анализ процесса пуска механизма перемещения груза перегрузчиков.** *Рассмотрены теории и исследования динамики работы приводных механизмов перемещения груза. Построено динамическую и математическую модели механизма перемещения груза перегрузчика. Исследовано и проанализировано поведение элементов механизма перемещения груза перегрузчика во время его работы.*



Meshkov Yu., Kobyakov S., Dombrovskaya E. Research of parameters of treatment of short linen fibre. The article provides an analysis of experimental studies of processing short flax fiber on new technology and found the optimal parameters of processing.

Matveev K., Luzan P., Kisilyov R., Lichyk M., Matveeva V. Ground of parameters blades of the combined band-blade mixer forages. The analysis of researches theory mixing forages and constructions of mixers is conducted, that allowed to set perspective direction their perfection. The improved construction of the combined band-blade mixer is offered. The geometrical parameters form of blades mixer, their office hours and corners of setting, are grounded.

Melnik V., Chygryna S. Displacement of optimal terms of sowing (landings) of basic agricultural cultures. As it applies to the terms of the Kharkov area intercommunication is studied between the optimum terms of leadthrough of the field works in a plant-grower, a steepness and display of slopes on which is dispose the fields. It is recommended to use findings for minimization a requirement in a technique.

Momotyuk R., Solomentseva L., Gerasimchuk T. Production of milk and milk powder – the basis of improving the population blahosostoyaniya. In the state of articles of research production and milk and dairy potreblenyua of products and prospects identified by generating market milk.

Мешков Ю.Е., Кобяков С.М., Домбровская Е.П. Исследование параметров обработки короткого льняного волокна. В статье приведен анализ экспериментальных исследований переработки короткого льняного волокна по новой технологии и найдены оптимальные параметры его обработки.

Матвеев К.Д., Лузан П.Г., Кисилев Р.В., Личук М.В., Матвеева В.О. Обоснование параметров лопастей комбинированного ленточно-лопастного смесителя кормов. Проведенный анализ исследований теории смешивания кормов и конструкций смесителей позволил установить перспективное направление их усовершенствования. Предложено усовершенствованную конструкцию комбинированного ленточно-лопастного смесителя. Обоснованы геометрические параметры формы лопастей смесителя, режимы их работы и углы установки.

Мельник В.І., Чигрина С.А. Зміщення оптимальних строків посіву (посадки) основних сільськогосподарських культур. Стосовно умов Харківської області вивчається взаємозв'язок між оптимальними термінами проведення польових робіт в рослинництві, та експозицією схилів на яких знаходяться поля і кутом їх нахилу. Отримані дані рекомендується використовувати для мінімізації потреби в техніці.

Момотюк Р., Соломинцева Л., Герасимчук Т. Производство молока и молочных продуктов – основа повышения благосостояния населения. В статье исследовано состояние производства и потребления молока и молочной продукции и определены перспективы формирования рынка молока.

Nikolchuk S. Investigation of the influence of rotation on the long-fibred flax seed loss on the state of stems. *In the article the study of the influence of rotation on the long-fibred flax seed loss on the state of flax stems.*

Nischenco I., Zdobytskiy A. Research of influence tensely deformed to the state of polymeric tape on efficiency of process of pack roll. *The analysis of technological process of pressurizing of roll is conducted by a polymeric ribbon and basic dependences of effective work of equipment are expounded.*

Nalobina O., Puts V., Muravynets Y. Development of method considering probabilistic conditions technology assembling long-fibred flax. *Material article contains the results of work aimed at developing simulation time of execution of manufacturing operations during the harvesting of long-fibred flax.*

Никольчук С.С. Исследование влияния процесса оборачивания льна-долгунца на потери семян с учетом состояния стеблей. *В статье приведены исследования влияния процесса оборачивания льна-долгунца на потери семян с учетом состояния стеблей льна.*

Нищенко И.О., Здобицкий А.Я. Исследование влияния напряженно деформированного состоянию полимерной ленты на эффективность процесса обертывания рулонов. *Проведен анализ технологического процесса герметизации рулона полимерной лентой и изложены основные зависимости эффективной работы оборудования.*

Налобина Е.А., Пуць В.С., Муравинец Ю.В. Разработка метода учета вероятностных условий технологии уборки льна-долгунца. *Материал статьи содержит результаты работы, направленной на разработку метода статистического моделирования сроков проведения технологических операций во время уборки льна-долгунца.*

ЗМІСТ

1. Артёмов М.П. Дослідження метода парціальних прискорень для контролю руху мобільних сільськогосподарських агрегатів.....	3
2. Бабарика С.Ф., Русаков Д.С., Суховецький А.С. Механізовані технології внесення органічних добрив на основі сапропелю.....	10
3. Бойко А.І., Савченко В.М., Куликівський В.Л. Визначення зусиль, що діють на периферійну частину витка шнека.....	15
4. Борис А.М. Обґрунтування раціонального діапазону копірного зрізу гички цукрових буряків.....	26
5. Боць І.В. Напрямки використання соломи.....	30
6. Буря О.І., Армашов Ю.В., Рула І.В. Перспективи використання деталей із вуглепластиків в парах тертя гідрооб'ємних передач.....	33
7. Гевко Б.М., Комар Р.В., Любачівський Р.О., Романовська Л.М. Конструктивно-технологічні методи підвищення надійності приводів гвинтових змішувачів.....	41
8. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Скиба О.П., Саранчук Л.І. Технологічні особливості проектування і виготовлення затискних гвинтових пружин.....	49
9. Герасимчук Г.А., Барановський В.М., Паньків М.Р. Експериментальні дослідження секундних подач складових компонента домішок коренеплодів.....	56
10. Головач І.В., Березовий М.Г., Солтисюк В.І. Теоретичне дослідження гичкорізального апарату роторного типу.....	64
11. Горовий М.В. До питання про регенерацію відпрацьованих масел....	75
12. Гунько Ю.Л., Голюк В.О. Дослідження автоматизованої випарної установки цукрового виробництва.....	82
13. Гунько Ю.Л., Лінник О.В. Вдосконалення автоматизованих фільтрувальних апаратів цукрового виробництва.....	85
14. Гусев А.П., Павлова І.О., Приймак О.В. Аналіз конструктивних властивостей корпусних деталей за показниками кількісної оцінки..	89
15. Гуцол О.П., Ковбаса В.П., Соломка В.О. Обґрунтування швидкісного режиму переміщення машинно-тракторного агрегату	96
16. Дідух В.Ф., Мошеров Ю.М. Визначення основних кінематичних параметрів гранули кулястої форми.....	105
17. В.Ф. Дідух, Хлопецький Р.А. Вибір методу розрахунку процесу різання середнього шару сапропелю.....	110
18. Дерев'янок Д.А. Шляхи покращення якісних показників зерна.....	117
19. Дударев І.М., Хомич А.В. Обґрунтування конструктивних	

параметрів пристрою для обмолочування стрічки льону.....	123
20. Заїка П.М., Бакум М.В., Михайлов А.Д., Козій О.Б. Сепарація насіння льону на вібраційних сепараторах.....	130
21. Захарчук В.І., Захарчук О.В., Коновалюк А.О. Використання біогазу в якості моторного палива для сільськогосподарської техніки.....	141
22. Ільченко В.Ю., Деркач О.Д., Нагієва Н.О. Дослідження пристосованості конструкції культиваторів до операцій ТО і зберігання	148
23. Карпюк В.М. Вплив фізико-хімічних факторів на ефективність сепарування молока.....	155
24. Кобець А.С., Нагієва Н.О. Покращення якісних показників відцентрових розкидачів.....	159
25. Кобець А.С., Науменко М.М., Сокол С.П. Дослідження вібрації копача типу «скоба» при викопуванні коренеплодів.....	166
26. Кобець А.С., Пугач А.М. Вплив елементів локального зміцнення на якісні показники роботи стрілочастих лап.....	173
27. Ковбаса В.П., Деркач О.П., Соломка В.О., Ямков О.В. До питання класифікації зернозбиральних комбайнів.....	179
28. Ковбаса В.П., Соломка О.В. Аналіз переміщення зернини по поверхні, що вібрує.....	187
29. Колодійчук А.А. Вплив різних факторів на енергетичні показники в шарнірах гусениць тракторів.....	194
30. Костина О.Ю., Ловейкін В.С. Математична модель динаміки руху скребкового конвеєра.....	200
31. Кравчук В.І., Любченко С.Є. Інтегрована система технологій керованого землеробства.....	209
32. Крисак Ф.М., Панасюк С.Г., Дідух В.Ф. Конструктивні особливості машин для миття плодово-ягідної продукції.....	212
33. Кузьміна Т.О., Бабіч С.С., Бобирь С.В. Проблеми використання та зберігання соломи льону олійного в Україні та за кордоном.....	216
34. Кузьмінський Р. Д., Василькевич В.О. Визначення коефіцієнта тертя насіння олійного льону по сталевих поверхнях різної шорсткості	222
35. Кузьмінський Р.Д., Соколовський О.Р. Алгоритм проектування технологічних процесів, які виконують на стаціонарних постах.....	228
36. Лімонт А.С. Умови раціонального використання машинних агрегатів на збиранні льонотрести.....	236



37. Лещенко С.М., Васильковський О.М., Сало В.М., Васильковський М.І., Петренко Д.І. Теоретичне дослідження якості пневмосепарації зернових сумішей в похилому повітряному потоці..... 249
38. Ловейкін В.С., Бортун В.А. Аналіз режиму руху ківшових елеваторів..... 255
39. Ловейкін В.С., Шумілов Г.В. Динамічний аналіз процесу пуску механізму переміщення вантажу перевантажувачів..... 265
40. Мешков Ю.Є., Коб'яков С.М., Домбровська О.П. Дослідження параметрів обробки короткого лляного волокна..... 273
41. Матвеев К.Д., Лузан П.Г., Кісільов Р.В., Личук М.В., Матвеева В.О. Обґрунтування параметрів лопатей комбінованого стрічково-лопатєвого змішувача кормів..... 279
42. Мельник В.И., Чигрина С.А. Смещение оптимальных сроков посева (посадки) основных сельскохозяйственных культур..... 289
43. Момотюк Р., Соломінцева Л., Герасимчук Т. Виробництво молока та молочних продуктів – основа підвищення добробуту населення... 299
44. Нікольчук С.С. Дослідження впливу процесу обертання льону-довгунця на втрати насіння з урахуванням стану стебел 305
45. Ніщенко І.О., Здобицький А.Я. Дослідження впливу напружено-деформованого стану полімерної стрічки на ефективність процесу обгортання рулонів..... 309
46. Налобіна О.О., Пуць В.С., Муравинець Ю.В. Розробка методу врахування імовірнісних умов технології збирання льону-довгунця 313
Анотації..... 318

Наукове видання

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

Збірник наукових статей
Випуск 21. Том I. 2011 р.

**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.
Редактор: О.С. Гордіюк, Ю.О. Мельник
Комп'ютерна верстка: І.Є. Цизь.

Підписано до друку 24.05.2011 р., Формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 20,0. Наклад 100. Безкоштовно. Зам. 281

Редакційно–видавничий відділ Луцького НТУ
43018 м. Луцьк, вул. Львівська, 75

Реєстраційне свідоцтво
Міністерства юстиції України КВ №15902–4374 ПР