

ISSN 2414-3820

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН**

**Загальнодержавний міжвідомчий
науково-технічний збірник**

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

Випуск 47
Частина I

КРОПИВНИЦЬКИЙ • 2017

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 47, ч.І. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 276 с.

В збірнику викладені питання конструювання, розрахунку, удосконалення, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського виробництва. Наведені результати досліджень в галузі технологій виробництва і експлуатації машин та забезпечення їх надійності і довговічності. Викладені практичні рекомендації по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування. Збірник розрахований на наукових та інженерно-технічних працівників науково-дослідних установ, ВНЗ, конструкторських організацій та промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Центральноукраїнського національного технічного університету, протокол від 18 грудня 2017 року № 4.

Редакційна колегія: Черновол М.І., д.т.н., проф. – головний редактор;
Петренко М.М., к.т.н., проф. – заст. головного редактора;
Петренко Д.І., к.т.н. – відповідальний секретар;
Адамчук В.В., д.т.н.;
Бойко А.І., д.т.н., проф.;
Бойко Л.Й., д.т.н. (Білорусь);
Булгаков В.М., д.т.н., проф.;
Гамалій В.Ф., д.ф.-м.н., проф.;
Кропівний В.М., к.т.н., проф.;
Лобачевский Я.П., д.т.н., проф. (Росія);
Носуленко В.І., д.т.н., проф.;
Осадчий С.І., д.т.н., проф.;
Павленко І.І., д.т.н., проф.;
Сало В.М., д.т.н., проф.;
Свірень М.О., д.т.н., проф.
Vladimir Jurcha, д.т.н., проф. (Чехія);
Janusz Nowak, д.т.н., проф. (Польща);
Marian Wesołowski, д.т.н., проф. (Польща);

Адреса редакційної колегії: 25030, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8, Центральноукраїнський національний технічний університет, тел.: 390-581, 390-472, 55-10-49.

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за підбір і точність наведених фактів, цитат, економіко-статистичних даних, власних імен та інших відомостей, а також за те, що матеріали не містять даних, які не підлягають відкритій публікації. Редакція може публікувати статті в порядку обговорення, не поділяючи точки зору автора.

Включений до переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватись результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р., наказ Міністерства освіти і науки України від 21 грудня 2015 року №1328).

Збірник наукових праць зберігається в загальнодержавній реферативній базі даних «*Україніка наукова*» Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського та представлений у міжнародній наукометричній базі даних *Google Scholar*

Реєстраційне свідоцтво: серія KB № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.
ISSN 2414-3820

УДК 631.312; 631.316.22; 631.352

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук

*Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна
E-mail: salovm@ukr.net*

Сільськогосподарські машини вітчизняного виробництва для реалізації систем ґрунтозахисних та енергоощадних технологій

Цього року кафедри сільськогосподарського машинобудування Центральноукраїнського національного технічного університету виповнюється 120 років. З цієї нагоди матеріал даної статті містить інформацію про внесок науковців кафедри в розвиток агропромислового комплексу України з представленням розроблених та впроваджених у виробництво в останні роки деяких зразків сучасних сільськогосподарських машин. В роботі доводиться необхідність розробки та впровадження у виробництво вітчизняних сільськогосподарських машин, наголошується на тому, що поступове впровадження запропонованої техніки в технологічні процеси вирощування сільськогосподарських культур має стати базисом для впровадження ґрунтозахисних та енергоощадних технологій. Описані конструктивні особливості та вказані переваги використання у різних ґрунтово-кліматичних умовах подрібнювачів рослинних решток, комбінованих чизельних глибокорозпушувачів, універсальних культиваторів, парових культиваторів та ланцюгових борін **ґрунтозахисні та енергоощадні технології, подрібнювач рослинних решток, комбінований чизельний глибокорозпушувач, універсальний культиватор, ланцюгова борона**

В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Д.В. Богатирев, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г.Кропивницький, Україна

Сельскохозяйственные машины отечественного производства для реализации систем почвозащитных и энергосберегающих технологий

В этом году кафедре сельскохозяйственного машиностроения Центральноукраинского национального технического университета исполняется 120 лет. По этому случаю материал данной статьи содержит информацию о вкладе ученых кафедры в развитие агропромышленного комплекса Украины с представлением разработанных и внедренных в производство в последние годы некоторых образцов современных сельскохозяйственных машин. В работе доказывается необходимость разработки и внедрения в производство отечественных сельскохозяйственных машин, отмечается, что постепенное внедрение предлагаемой техники в технологические процессы выращивания сельскохозяйственных культур должна стать базисом для внедрения почвозащитных и энергосберегающих технологий. Описаны конструктивные особенности и указаны преимущества использования в различных почвенно-климатических условиях измельчителей растительных остатков, комбинированных чизельных глубокорыхлителей, универсальных культиваторов, паровых культиваторов и цепных борон **почвозащитные и энергосберегающие технологии, измельчитель растительных остатков, комбинированный чизельный глубокорыхлитель, универсальный культиватор, цепная борона**

Постановка проблеми. Одним із основних факторів, які забезпечують підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва є механізація технологічних процесів. Матеріальною базою комплексної механізації є система машин, яка, в свою чергу, постійно змінюється під впливом нових технологій і способів

обробітку ґрунту, внесення добрив, сівби, збирання врожаю та ін. Не так давно працівники сільського господарства розпочали освоювати способи збирання врожаю, при яких вся незернова частина врожаю залишається на поверхні поля, а в ряді випадків, і в непошкодженному стані. З цих часів стали привабливими системи NO-TILL в обробці ґрунту, прямі способи сівби, внесення рідких добрив у вигляді карбамідо-аміачних сумішей тощо [1]. Але впровадження будь-яких сучасних технологій не можливе без надійного високоякісного технічного забезпечення. І, нажаль, ситуація в даній сфері діяльності на даний час складається не на користь вітчизняного сільськогосподарського машинобудування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Згідно з статистичними даними більше половини сільськогосподарських машин, які реалізуються в Україні, імпортовані з-за кордону [1, 2]. До того ж, це дуже дорога, не завжди нова, а переважно, буваюча у використанні, частково відремонтована чи відновлена техніка. Ці машини потрапляють до фермера через ряд посередників, а їх ремонт і обслуговування ускладнюється не тільки відсутністю якісних та недорогих запасних частин, а й відсутністю фахівців достатньої кваліфікації. Втім, найголовнішою проблемою використання закордонних машин на полях нашої держави є їх погана адаптація до дійсних ґрунтово-кліматичних умов використання. При тому, що на території країни представлені всі можливі типи ґрунтів різного механічного складу, кожен з яких потребує до себе особливого ставлення, а отже і технічного забезпечення для їх обробітку [1, 2, 10, 11].

Сьогодні в державі обрана стратегія впровадження ресурсозберігаючих технологій у всі сфери життя і побуту, в тому числі і в сільськогосподарське виробництво. Крім того, в рослинництві гостро підіймається проблема впровадження ґрунтозахисних технологій, оскільки як засвідчують дані [1, 2], родючість ґрунтів різко знижується, а зміна фізико-механічних властивостей призводить до значних ускладнень під час проведення механічного обробітку. Отже, питання розробки і впровадження технічних засобів для реалізації системи ґрунтозахисних технологій є надзвичайно актуальним.

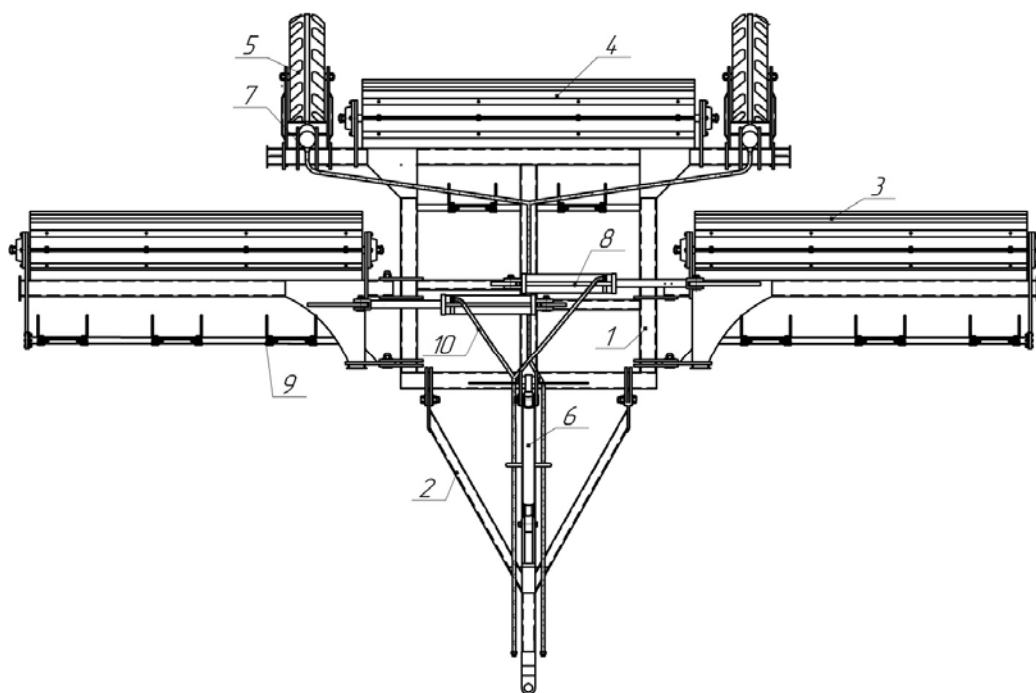
Зрештою, віддаючи перевагу закордонній техніці, наші працівники сільського господарства підтримують закордонних виробників, створюють там нові робочі місця і інвестують свої кошти в розвиток економік інших держав. Можна частково погодитися з закупками складної техніки, здебільшого збиральних машин, тракторів, випуск яких в країні потребує значних капіталовкладень, досвіду, традицій, розвинених технологій. Але ж є інша менш складна техніка – ґрунтообробна, посівна, машини для догляду за посівами, післязбирального первинного обробітку врожаю тощо, випуск якої за складністю є цілком доступним для більшості дрібних і середніх приватних підприємств. В чому ж причина такої ситуації? Потрібно зауважити, що їх декілька. Основними причинами в ряді випадків є низька надійність і якість виконання технологічного процесу машинами вітчизняного виробництва, а також державна політика в даній сфері діяльності і відповідно сформовані програми забезпечення села технікою – можливість реалізації імпортової сільськогосподарської техніки в лізинг.

Наш колектив тривалий час приділяє особливу увагу розробці нових та удосконаленню існуючих конструкцій сільськогосподарських машин, виготовлення яких за технологічними можливостями є доступним для більшості вітчизняних підприємств відповідного профілю.

Постановка завдання. Виходячи із наведеного, метою даної роботи є представлення конструкцій сільськогосподарських машин, нескладної будови та

простих у освоєнні виробництва, що призначені для реалізації систем ґрунтозахисних та енергоощадних технологій в різних ґрунтово-кліматичних умовах використання.

Виклад основного матеріалу. Відомо, що після збирання високостебельних культур, особливо соняшнику та кукурудзи, на поверхні поля залишається велика кількість рослинних решток, без подрібнення яких неможливий подальший обробіток чи сівба. Традиційно даний процес виконується з застосуванням дискових борін, потребує значних затрат енергії і не завжди забезпечує належну якість подрібнення. В останні роки на ринку сільськогосподарської техніки почали з'являтися машини закордонного, а згодом і вітчизняного виробництва, які отримали назву мульчувачів, а по суті – подрібнювачів рослинних решток. Вони мають горизонтальну, чи вертикальну вісь обертання робочих органів і приводяться в дію від валу відбору потужності тракторів. Основним недоліком таких машин є те, що вони не можуть подрібнювати рослинні рештки, які лежать безпосередньо на поверхні ґрунту, і особливо в міжряддях просапних культур, потребують значних затрат енергії на привід робочих органів в результаті чого прискорюють вихід з ладу роздаточних механізмів тракторів. Альтернативою можуть бути безприводні котки-подрібнювачі, перші моделі яких були розроблені в Аргентині. Спроба експлуатувати їх в наших умовах виявилася не зовсім вдалою. Основними недоліками виявилися забивання ґрунтово-рослинною масою міжножового простору барабанів, складність конструкції, а відповідно, і надійність машини в цілому. Нами розроблено власні конструкції котків-подрібнювачів в яких вдалося вирішити наведені недоліки (рис. 1) [3-9]. Дані машини виробляються двох типів: орієнтовані на подрібнення соняшнику з діаметром котків 55 см та універсальні, для подрібнення стебел як кукурудзи, так і соняшнику та інших культур, з діаметром котків 85 см.



- 1 – рама; 2 – причіп; 3 – бокові секції з ножовими барабанами; 4 – центральна секція з ножовими барабанами; 5 – механізми транспортних коліс; 6 – телескопічна тяга зміни положення причіпу;
7 – гідроциліндри транспортних коліс; 8 – гідроциліндри бокових секцій; 9 – грабліни;
10 – гідропроводи

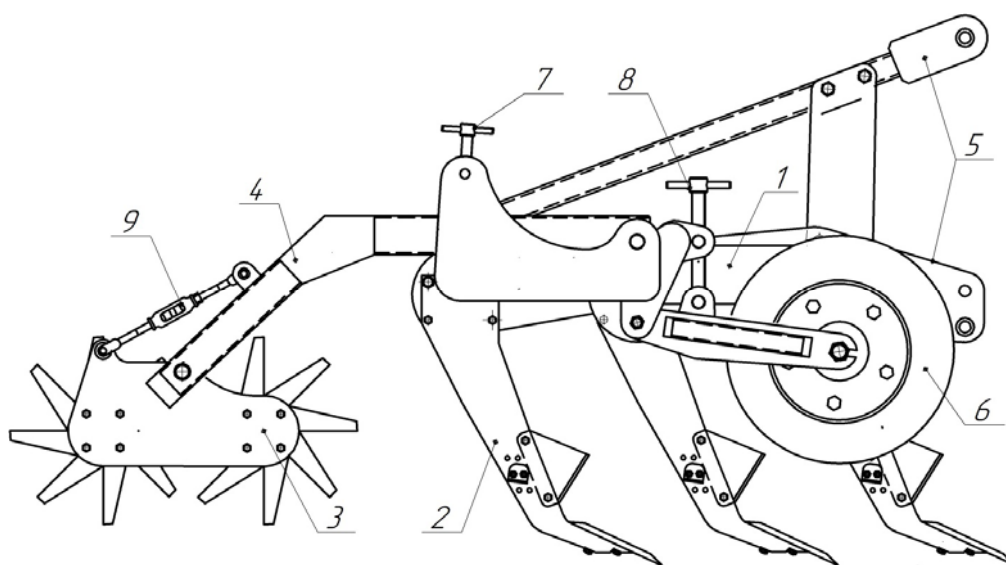
Рисунок 1 – Подрібнювач рослинних решток ПГ-6

Джерело: розроблено авторами з використанням [1]

Технологічна маса машин 3 і 5 т при ширині захвату 6 та 4,5 м відповідно. Забивання міжножового простору ножових барабанів усунуте шляхом обґрунтування оптимального співвідношення між діаметром циліндричного барабана і кількістю ножів. Запропонована нова рамна конструкція з надійним шарнірним кріпленням бокових секцій барабанів, механізми транспортних коліс. Покращено якісний показник – рівномірність подрібнення рослинних решток в результаті встановлення пружинних граблин-напрямників, які орієнтують стебла перпендикулярно лінії дії ножів. Вагомим позитивом таких машин є те, що вони можуть працювати на швидкостях, близьких до 25 км/год, що забезпечує високу продуктивність і низькі питомі витрати пального.

В центральних та південних регіонах країни запорукою високих врожаїв є запаси продуктивної вологи в ґрунті, але важкі, глинисті за механічним складом ґрунти і, особливо, їх переущільнення та сформована десятиріччями підорна плужна підшва, взагалі запобігають протіканню процесів інфільтрації навіть в зимовий період. Єдиним шляхом усунення даної проблеми є періодичне глибоке (понад 30 см) розпушування нижніх шарів ґрунту. З цією метою пропонується оригінальна конструкція комбінованого чизельного глибокорозпушувача [12-20], яка вигідно відрізняється від аналогів і відомих конструкцій низькою металосмністю, простотою конструкції, високою надійністю та якістю виконання технологічного процесу, а головне, цілком доступна для виробництва в умовах малих та середніх приватних підприємств (рис. 2).

Чизельний глибокорозпушувач призначається для розпушування важких та середніх ґрунтів при відсутності каміння, як у осінній, так і весняний період та часткового закриття в ґрунт рослинних решток, органічних та мінеральних добрив. Залежно від конструктивної ширини захвату 1,5; 2,5; 3,5; 4,5 м може агрегатуватися з тракторами тягового класу від 2 до 5.



1 – рама; 2 – чизельні лапи; 3 – котки зубчасті; 4 – кронштейн кріплення котків; 5 – ланки націпного пристрою; 6 – опорні колеса; 7, 8 – гвинтові механізми регулювання глибини обробітку ґрунту зміною положення котків та коліс; 9 – гвинтова тяга зміни взаємного положення котків

Рисунок 2 – Чизельний глибокорозпушувач ЧН-4,5

Джерело: розроблено авторами з використанням [1, 10, 11]

Чизельний глибокорозпушувач (рис. 2) є націпною машиною, яка здатна якісно виконувати технологічний процес на полях з твердості до 5 МПа. Машина має оригінальну зварну раму високої жорсткості з пустотілих брусів та металевих пластин з

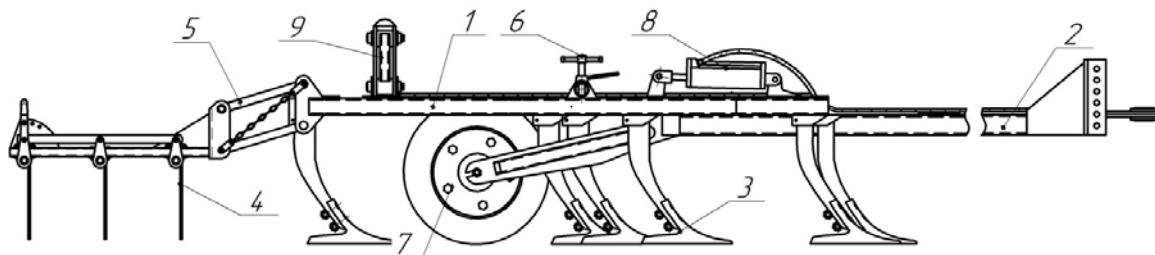
трирядним нерівномірним розташуванням робочих органів. З'єднання чизеля з трактором забезпечується за допомогою триточкової навісної системи.

Робочими органами глибокорозпушувачів є чизельні лапи з шириною захвату долота 50 мм, які мають індивідуальне кріплення та можуть розпушувати ґрунт на глибину до 60 см. Зуб, розташований в передній частині стояка, забезпечує перерізання крупних грудок, які можуть відриватися від суцільного масиву долотом. Плоскорізальні крила, закріплені по боках стояків і також призначені для додаткового розпушування ґрунту, можуть установлюватися на різній відстані від долота залежно від заданої глибини обробітку.

Додатковими робочими органами глибокорозпушувачів є зубчасті котки, які виконують дві функції. Перша – це інтенсивне розпушування та вирівнювання попередньо зрушеного лапами ґрунту. Друга – виконання функцій опорного елементу для встановлення глибини обробітку основними робочими органами – чизельними лапами. Вони розташовані позаду чизельних лап на всю ширину машини. Гвинтова тяга регулювання положення котків, залежно від задач обробітку та стану ґрунту, дозволяє змінювати інтенсивність роботи кожного з них, змінюючи їх взаємне положення у вертикальній площині. Для забезпечення можливості агрегування машин шириною захвату 3,5 та 4,5 м з тракторами, обладнаними старими недосконалими гідравлічними навісними системами вони додатково обладнуються двома опорними колесами, закріпленими в передній частині машини і обладнаними механізмами регулювання глибини обробітку.

Простота конструкції, зручність регулювань, відносно не висока конструктивна маса при забезпеченні високої продуктивності та якості обробітку ґрунту з урахуванням доступної ціни, порівняно з закордонними аналогами, сприяють ефективному використанню представленої машини в аграрних підприємствах України.

При необхідності виконання основного безвідвального обробітку ґрунту на глибину до 20 см чи розбивання задернілих глиб після основного обробітку пропонуються конструкції комбінованих універсальних культиваторів шириною захвату 4 м на основі жорсткої рами та 6 м з секційною будовою (рис. 3) [1]. Вони обладнуються важкими стрілочастими культиваторними лапами – розпушувальними та полільними з оригінальними конструктивними параметрами, жорстко закріпленими до рами в два чи три ряди, що запобігає забиванню міжлапового простору рослинними рештками. Для додаткового розпушування поверхневих шарів ґрунту культиватори можуть комплектуватися боронами з плоскими зубами і тупим кутом входження в ґрунт, пружинними боронами, рубчастими котками.



1 – рама; 2 – причіп; 3 – універсальні культиваторні лапи; 4 – пружинні борони; 5 – паралелограма навіска; 6 – механізм регулювання глибини обробітку; 7 – опорно-транспортні колеса; 8, 9 – гідроциліндри транспортного положення та піднімання бокових секцій

Рисунок 3 – Універсальний культиватор КПМ-4-6

Джерело: розроблено авторами з використанням [1, 11]

На увагу заслуговують особливості механізмів опорно-транспортних коліс та регулювання глибини обробітку, які конструктивно об'єднані в одне ціле. Таке рішення забезпечує високий транспортний просвіт при агрегативанні та просте регулювання глибини обробітку. Інтенсивність роботи борін регулюється ступенем стиснення натискних пружин та кутом їх нахилу до поверхні ґрунту, а рубчастих котків – притисканням до розпушеного ґрунту.

Для поверхневого передпосівного обробітку чи догляду за парами розроблені конструкції комбінованих широкозахватних культиваторів з робочою шириною 7; 8; 10 м. [1]. Кожна з наведених машин має свої конструктивні особливості (рис. 4).

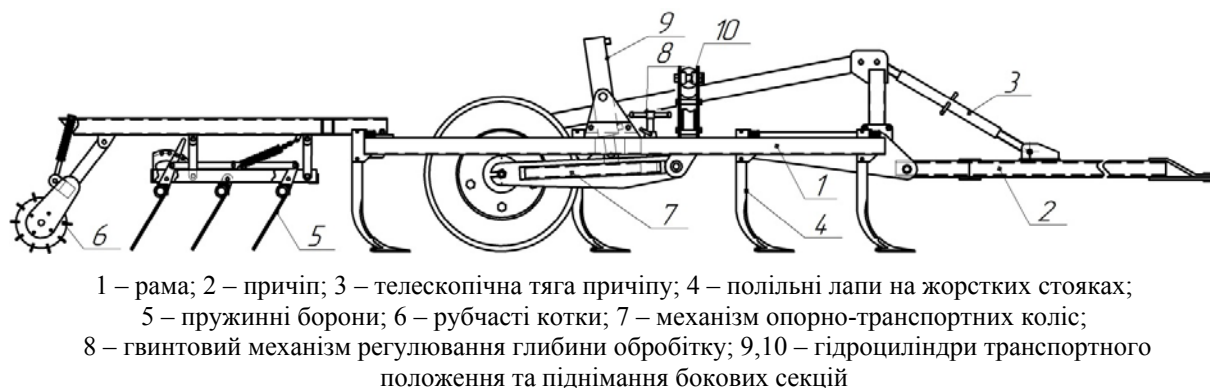


Рисунок 4 – Паровий комбінований культиватор КП-8

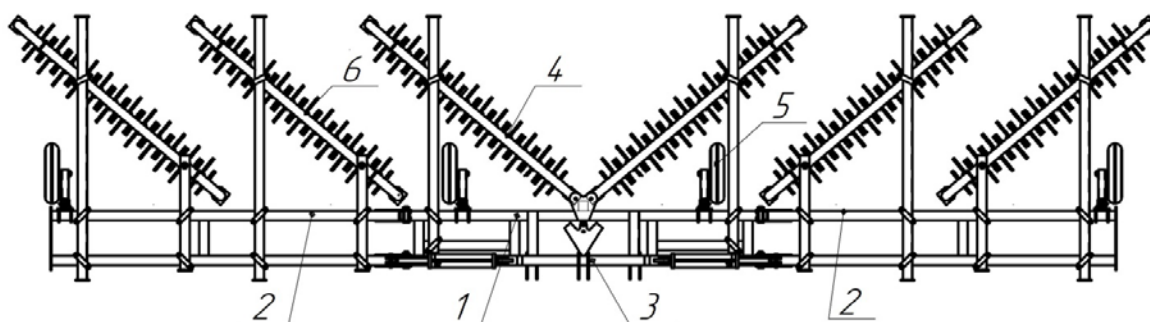
Джерело: розроблено авторами з використанням [11]

Полільні лапи з кутами кришення менше 15° , конструктивною шириною захвату 25, 28 чи 33 см закріплюються на рамах культиватора в 3, 4 та 5 рядів. Центральна рама для всіх парових культиваторів має ширину, близьку до 4 м., бокові секції – 1,5; 2,0; 3 м відповідно. В якості додаткових робочих органів використовуються ті ж типи, що і на культиваторах для основного безвідвального обробітку, але з'єднуються пружинні борони з брусами основних рам через паралелограмні підвіски, що забезпечує рівномірний вплив на ґрунт по всій площині контакту та постійний кут орієнтації зубів у вертикальній площині. До того ж, кут нахилу пружинних чи плоских зубів регулюється.

Конструкції даних машин дозволяють обладнувати їх пристосуванням для внутрішньогрунтового чи поверхневого внесення рідких добрив, карбамідо-аміачних сумішей, передпосівного внесення гербіцидів.

При застосуванні чизельних чи інших безвідвальних способів обробітку ґрунту в осінній період виникають труднощі з проведенням ранньовесняного боронування для закриття вологи. В зв'язку з наявністю на поверхні поля і в верхніх шарах ґрунту значної кількості рослинних решток обробляти їх звичайними зубовими боронами практично неможливо. Отже на часі розробка конструкції борін, які б мали можливість самоочищення (рис. 5).

Одним із варіантів вирішення такої задачі вважається використання ланцюгових борін, які працюють за принципом, сформованим українським винахідником Безродним. Сама ідея вже має ряд технічних рішень, серед яких і наше, але відчуття досконалості робочої конструкції ще попереду. Особливість роботи таких борін полягає в тому, що всі робочі елементи, які представляють собою своєрідні диски з зубами не мають жорсткого з'єднання, постійно частково і періодично змінюють взаємне розташування, одночасно здійснюють обертальний і поступальний рух, що і сприяє їх самоочищенню від рослинних решток.



1 – центральна рама; 2 – бокові секції; 3 – націпний пристрій; 4,6 – центральні та бокові ланцюгові секції; 5 – механізми опорно-регулювальних коліс

Рисунок 5 – Ланцюгова борона БЛ-6

Джерело: розроблено авторами

Висновки. Представлені конструкції машин впроваджені у виробництво і успішно працюють на полях багатьох аграрних підприємств, забезпечуючи високу продуктивність і якість виконання технологічних процесів, підтверджуючи працездатність і надійність конструкції та значну економію коштів, порівняно з придбанням закордонних зразків машин аналогічного призначення. Систематичне впровадження розробленої техніки в технологічні процеси вирощування, вчасне проведення операцій та відмова від використання ерозійно небезпечних знарядь можуть служити основою для впровадження систем ґрунтозахисних та енергоощадних технологій. Сподіваємося, що наші напрацювання внесуть свій вклад в підвищення загальної ефективності сільськогосподарського виробництва, сприятимуть збереженню та відновленню родючості ґрунтів та отриманню високих врожаїв.

Список літератури

1. Машини для обробки ґрунту та внесення добрив. Навчальний посібник для студентів агротехнічних спеціальностей [Текст] / В.М. Сало, С.М. Лещенко, П.Г. Лузан, Ю.В. Мачок, Д.В. Богатирьов. – Х.: Мачулін, 2016. – 244 с.
2. Тіщенко, Л.М. Розробка, конструювання та виробництво в Україні сучасної високонадійної сільськогосподарської техніки [Текст] / Л.М. Тіщенко, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка – Х.: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 163. – С. 5-11.
3. Bohatyrov, D.V. Influence of equal-area projection of the cylinder drum's cross-section height on the description accuracy of its overcoming the air resistance force [Text] / D.V. Bohatyrov, V.M. Salo, O.A. Kyslun, I.O. Skrynnik, P.V. Kisilov // [Електронний ресурс] INMATEH - CONTENTS – Vol. 52, No. 2 / 2017 – Р. 7-12. (Режим доступу: http://www.inmateh.eu/INMATEH_2_2017/52-01-Bohatyrov.pdf)
4. Богатирьов, Д.В. Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток [Текст] / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко // [Електронний ресурс] Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: 36. наук. праць. – Кіровоград: КНТУ, 2012. – Вип. 42. – С. 39-44. (Режим доступу: http://www.kntu.kr.ua/doc/zb_42_1/)
5. Сало, В.М. Технічне забезпечення процесів подрібнення рослинних решток / [Електронний ресурс] В.М. Сало, Д.В. Богатирьов // Журнал «Пропозиція» – 2015. – №9. – С.42-47. (Режим доступу: <http://www.propozitsiya.com/?page=149&itemid=5026&number=171>)
6. Сало, В.М. Вітчизняне технічне забезпечення сучасних процесів у рослинництві [Текст] / В.М. Сало, Д.В. Богатирьов, С.М. Лещенко, М.І. Савицький // Техніка і технології АПК – Дослідницьке: УКРНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2014. – № 10 (61). – С. 16-19.
7. Богатирьов, Д.В. Експериментальні дослідження впливу швидкості руху котка-подрібнювача на якість подрібнення рослинних решток кукурудзи [Text] / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, С.М. Лещенко, Ю.В. Мачок // [Електронний ресурс] Сільськогосподарські машини. – Луцьк, 2015. – вип.31. – С. 10-17. (Режим доступу: <http://agrmash.info/zb/31/4.pdf>)

8. Богатирьов, Д.В. Визначення еквівалентної проекції висоти перетину барабана з парною кількістю ножів [Текст] / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, О.А. Кислун // International Scientific and Practical Conference "WORLD SCIENCE" (ISSN 2413-1032) Аджман, ОАЕ, 2016. – С.78-85.
9. Богатирьов, Д.В. Перспективні напрямки вдосконалення конструкцій технічних засобів для подрібнення рослинних решток / Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, О.А. Кислун // [Електронний ресурс] Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація/. – вип. 29. – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 13-18. (Режим доступу: http://www.kntu.kr.ua/doc/Technology_in_agriculture_29.pdf)
10. Панов, И.М. Физические основы механики почв. Монография [Текст] / И.М. Панов, В.И. Ветохин – К.: Феникс, 2008. – 266 с.
11. Сисолін, П.В. Сільськогосподарські машини : теоретичні основи, конструкція, проектування [Текст] : підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання с.-г. вир-ва». Кн. 1: Машини для рільництва / За ред. М.І. Чорновола / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний. – К.: Урожай, 2001. – 384 с.
12. Лещенко, С.М. Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій [Текст] / Лещенко С.М., Сало В.М. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2013. – Вип. 43, ч.1. – С. 96-102.
13. Лещенко, С. Состояние вопроса и перспектива интенсификации работы чизельных орудий с целью сохранения естественного плодородия [Текст] / С. Лещенко, В. Сало, А. Васильковский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. Vol. 16 - №2, Lublin – Rzeszów: Polish Academy of Sciences, 2014. – P. 195–201.
14. Leschenko, S. Experimental estimate of the efficiency of basic tilling by chisel equipment in the conditions of soil [Text] / S. Leschenko, V. Salo, D. Petrenko // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2014. – Вип. 44. – С. 237-243.
15. Лещенко, С.М. Експериментальна оцінка якості роботи комбінованого чизеля з додатковими горизонтальними та вертикальними деформаторами [Текст] / Лещенко С.М., Сало В.М., Петренко Д.І. // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 156. – С. 25–34.
16. Лещенко, С.М. Вплив конструктивних параметрів чизельної лапи глибокорозпушувача на деформацію ґрунту [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало, Д.І. Петренко, І.О. Лісовий // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти – Вип. 4. – Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2016. – С. 115-124.
17. Сало, В.М. Аналіз процесів чизелювання ґрунтів з застосуванням різних комбінацій робочих органів [Текст] / В.М. Сало, С.М. Лещенко, В.А. Пашинський, Р.В. Ярових // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кіровоград, 2015. – Вип. 45, ч.1. – С. 126-132.
18. Сало В. Технічне забезпечення процесів глибокого розпушування ґрунту [Текст] / В. Сало, С. Лещенко // Пропозиція: український журнал з питань агробізнесу. Інформаційний щомісячник. – 2015. – № 10. – С.122-124.
19. Лещенко, С.М. Обґрунтування доцільності проведення глибокого чизельного рихлення на переуцільнених та ерозійно-небезпечних ґрунтах [Текст] / С.М. Лещенко, В.М. Сало // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – Вип. 28. – С. 181-186.
20. Vasylovskaya, K.V. Improvement of equipment for basic tillage and sowing as initial stage of harvest forecasting [Text] / K.V. Vasylovskaya; S.M. Leshchenko; O.M. Vasylovskiy; D.I. Petrenko// INMATEH-Agricultural Engineering. –Vol.50, No.3, 2016. – P.13-20 ref.18.

Vasyl Salo, Prof., DSc., Sergiy Leshchenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Dmytro Bohatyrev, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

National agricultural machines for the systems of soil-protecting and energy-saving technologies

In the last few years Ukraine was filled with non-traditional and in some cases unknown technologies of crop science. The changes started by using imported harvesters which left practically all residues on the field. This practice allowed increasing the productivity of picking processes and shortening the terms of harvest period but there appeared the problem of plant residues further processing. The Ukrainian producers chose the simplest way to solve it and used disc equipment for soil cultivation. As a result, the structure of surface soil was damaged, valuable agro-technical aggregates were mashed, which led to their transformation into dusty unstructured condition. There was also over-tamping of subsoil, dysfunction of the aeration and infiltration processes, decrease of the storage of productive soil water in lower levels.

This year the Department of Agricultural Engineering of Central Ukrainian National Technical University celebrates its 120th anniversary. On this occasion, the article contains the information on the contribution of the scientists of the department to the development of the agro-industrial complex of Ukraine by the introduction of some models of modern agricultural machines. They were developed and launched within recent years. The article shows the necessity of development and production of home-made agricultural machines. It is highlighted that the gradual introduction of the suggested machines into the technological processes of growing crops should become the basis for the introduction of soil protective and energy-saving technologies. The design features and the advantages of using plant residues shredders, combined chisel deep-tillers, universal cultivators, field cultivators and chain harrows in different soil and climatic conditions have been described.

The presented designs of machines were introduced into production and have been operating successfully on the fields of many agrarian companies. They provide high productivity and quality of technological processes confirming the efficiency and reliability of the design and significant cost savings compared with the purchase of foreign machines of similar application. Systematic launch of the developed technology into the technological processes of cultivation, timely operations and the refusal of the application of erosion-hazardous equipment can serve as the basis for the implementation of systems of soil protection and energy-saving technologies. We hope that our elaborations will improve the overall efficiency of agricultural production, promote the preservation and restoration of soil fertility and high yields.

soil-protecting and energy-saving technologies, plant residues shredder, combined chisel deep-tiller, universal cultivator, chain harrow

Одержано 30.10.17

УДК 631.3.06.001.66

В.В. Адамчук, проф., д-р техн. наук, академік НААН України, Є.А. Петриченко, канд. техн. наук

Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" Національної академії аграрних наук України, м.Київ, Україна

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академік НААН України

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна

В.П. Кувачов, доц., канд. техн. наук, Є.І. Ігнат'єв, інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет, м.Мелітополь, Україна

E-mail: kuvachoff@ukr.net

Теоретичне обґрунтування стійкого руху нового удобрювально-посівного агрегату

Розроблено нову теорію плоскопаралельного руху удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату з одночасним попереднім смуговим внесенням мінеральних добрив і посівом зернових культур. Такий комбінований агрегат складається з агрегуючого колісного трактора, до якого

© В.В. Адамчук, Є.А. Петриченко, В.М. Булгако, В.П. Кувачов, Є.І. Ігнат'єв, 2017

позаду за допомогою зчпного пристрою приєднана туковисіва сівалка, яка смуговим способом вносить мінеральні добрива, а поза неї, також за допомогою зчпного пристрою, приєднана зернова сівалка. Для складових ланок даної динамічної системи визначені координати їх центрів, маси ланок, а також зовнішні сили і реакції, що діють з боку поверхні ґрунту. Для використання вихідних рівнянь динаміки у формі рівнянь Лагранжа II-го роду були визначені узагальнені координати і вирази для кінетичної енергії. Виконавши необхідні перетворення, була складена система з шести диференціальних рівнянь руху, яка описує поведінку комбінованого машинного агрегату при його плоскопаралельному русі. При цьому дві лінійні і одна кутова координата описують поведінку енергетичного засобу (колісного трактора), а три кутові координати описують повороти зчпного пристрою і центри агрегатованих з ним машин. Отримана система з шести диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху, вирішена на ПК, дає можливість оцінити стійкість руху комбінованого агрегату в площині поверхні поля при виконанні технологічного процесу.

агрегат, трактор, внесення добрив, посів, еквівалентна схема, кінетична енергія, узагальнена сила, система диференціальних рівнянь руху

В.В. Адамчук, проф., д-р техн. наук, академик НААН України, Е.А. Петриченко, канд. техн. наук
Национальный научный центр "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства"

Национальной академии аграрных наук Украины, г. Киев, Украина

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академик НААН Украины

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина

В.П. Кувачев, доц., канд. техн. наук, Е.И. Игнатьев, инж.

Таврический государственный агротехнологический университет, г. Мелитополь, Украина

Теоретическое обоснование устойчивого движения нового удобрительно-посевого агрегата

Разработана новая теория плоскопараллельного движения удобрительно-посевого машинно-тракторного агрегата с одновременным предварительным полосным внесением минеральных удобрений и посевом зерновых культур. Такой комбинированный агрегат состоит из агрегируемого колесного трактора, к которому сзади с помощью сцепного устройства присоединена туковисевающая сеялка, которая полосным способом вносит минеральные удобрения, а вне ее также с помощью сцепного устройства присоединена зерновая сеялка. Для составляющих звеньев данной динамической системы определены координаты их центров, массы звеньев, а также внешние силы и реакции, действующие со стороны поверхности почвы. Для использования исходных уравнений динамики в форме уравнений Лагранжа II-го рода были определены обобщенные координаты и выражения для кинетической энергии. Выполнив необходимые преобразования, была составлена система из шести дифференциальных уравнений движения, которая описывает поведение комбинированного машинного агрегата при его плоскопараллельном движении. При этом две линейные и одна угловая координата описывают поведение энергетического средства (колесного трактора), а три угловые координаты описывают повороты сцепного устройства и центры агрегируемых с ним машин. Полученная система из шести дифференциальных уравнений плоскопараллельного движения, решенная на ПК, дает возможность оценить устойчивость движения комбинированного агрегата в плоскости поверхности поля при выполнении технологического процесса.

агрегат, трактор, внесение удобрений, посев, эквивалентная схема, кинетическая энергия, обобщенная сила, система дифференциальных уравнений движения

Постановка проблеми. Останнім часом в країні набула актуальності проблема переуцільнення орних земель в зв'язку з високим тиском на них сільськогосподарської техніки та її багатократних проходів при реалізації технології вирощування культурних рослин. Це змушує науковців шукати нові варіанти енергозберігаючих сучасних технологій і способів мінімізації впливу на ґрунт ходових систем машин за рахунок поєднання при одному проході агрегату операцій посіву, внесення мінеральних добрив, передпосівної і післяпосівної обробки.

Такий підхід, в цілому, дозволяє скоротити агротехнічні терміни виконання польових робіт, зменшити втрати вологи шляхом скорочення міжопераційних проміжків часу, заощадити паливно-мастильні матеріали тощо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Методика побудови розрахункових математичних моделей сільськогосподарських машин і машинних агрегатів досить

широко представлена в численних працях академіка Василенко П.М. [1-4]. При цьому основним видом руху саме сільськогосподарських машин (причіпних, навісних і самохідних) є плоскопаралельний, оскільки цей вид руху визначає якість виконання заданих технологічних процесів. Дослідженню роботи комбінованих сільськогосподарських машинних агрегатів присвячено низку опублікованих робіт [5-8, 10].

Слід підкреслити, що агротехнічні та експлуатаційно-технічні показники роботи, а також продуктивність комбінованих машинно-тракторних агрегатів в значній мірі залежить від характеру саме плоскопаралельного руху. Тому, дослідження плоскопаралельного руху різних машинних агрегатів необхідні як при порівняльній оцінці існуючих, так і при проектуванні принципово нових. Основним методом таких досліджень є складання і рішення диференціальних рівнянь руху машинних агрегатів [4].

Постановка завдання. Оптимізувати кінематичні і конструктивні параметри комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату, що складається з колісного агрегатуєчого трактора і послідовно причеплених позаду тукової сівалки для смугового внесення мінеральних добрив і зернової сівалки, на основі чисельного рішення складених диференціальних рівнянь його плоскопаралельного руху.

Виклад основного матеріалу. Проведеними численними польовими агрономічними експериментальними дослідженнями встановлено, що внесення мінеральних добрив одночасно з посівом зернових та інших сільськогосподарських культур, коли стартові дози добрив вносяться на насінневе ложе, а основна доза добрив вноситься нижче рівня закладення насіння зі зміщенням в горизонтальній площині, дозволяє досягнути значної економії добрив, в середньому на 30 ... 45%. Таким чином, поєднання операції сівби зернових та інших сільськогосподарських культур з основним внесенням в ґрунт мінеральних добрив є ефективним ресурсозберігаючим заходом.

Для визначення параметрів якісної роботи виникає необхідність в дослідженні таких комбінованих машинно-тракторних агрегатів, які б поєднували і посів, і одночасне внесення мінеральних добрив стартовими і основними дозами.

При проведенні теоретичного дослідження була складена розрахункова математична модель вказаного комбінованого машинно-тракторного агрегату, який складається з агрегатуєчого колісного трактора, до якого спочатку, за допомогою навісного пристрою, приєднаний удобрювальний агрегат, з яким, в свою чергу, кінематично з'єднаний, також за допомогою навісного пристрою, посівний агрегат.

Для складання розрахункової математичної моделі такого комбінованого удобрювально-посівного агрегату використаємо відомі при моделюванні положення. Побудуємо з початку еквівалентну схему такого комбінованого агрегату, для чого, перш за все, зробимо ряд припущень.

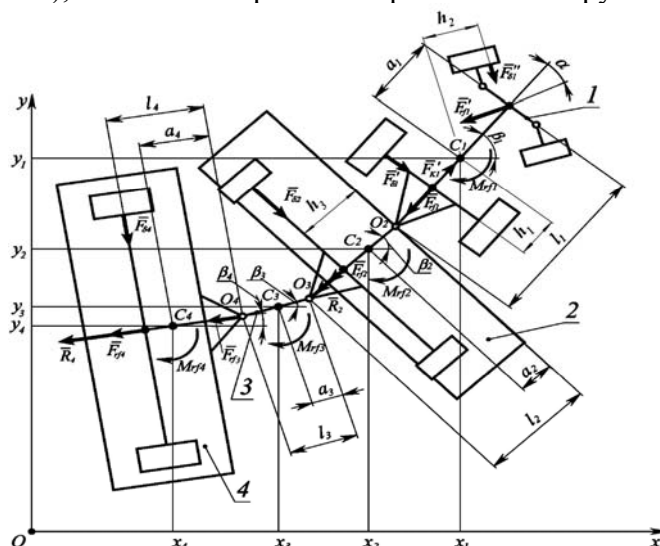
Так, необхідно враховувати тільки ті основні елементи даного комбінованого машинно-тракторного агрегату, які здійснюють різні рухи. Оскільки розглядувана динамічна система є багатомасовою, то для спрощення розрахунків будемо враховувати тільки рухи, які впливають на якість виконання технологічного процесу. Віднесемо такий машинний агрегат (динамічну систему) до нерухомої декартової системи координат $Oxyz$. Також припустимо, що при русі агрегату вздовж поверхні поля, всі його точки рухаються в площинах, які паралельні до площини xOy (рис. 1).

Щоб скласти систему диференціальних рівнянь руху даної механічної системи, розглянемо її в поточному положенні і опишемо це положення під час руху на площині шістьма незалежними узагальненими координатами. Також припустимо, що в

початковий момент часу $t = 0$ механічна система була орієнтована уздовж осі Ox і починає рухатися зі стану спокою.

Тому рух даної механічної системи буде описуватися шістьма диференціальними рівняннями другого порядку щодо зазначених незалежних узагальнених координат. Таким чином, математична модель даного машинно-тракторного агрегату – це модель механічної системи, яка має шість ступенів вільності.

Віднесемо механічну систему, яка досліджується, до нерухокої декартової системи координат $Oxyz$. Осі Ox і Oy розташуємо в горизонтальній площині (тобто площині поверхні поля), а вісь Oz направимо вертикально вгору.



1 – трактор; 2 – удобрювальний агрегат; 3 – причіпний пристрій; 4 – посівний агрегат

Рисунок 1 – Еквівалентна схема комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату

Для складання диференціальних рівнянь руху отриманої механічної системи покажемо її в довільному положенні в додатному напрямку і її положення під час руху опишемо шістьма незалежними узагальненими координатами:

$$x_1, y_1, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4,$$

де x_1, y_1 – координати центра мас трактора;

$\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ – відповідно кути, утворені поздовжніми осями ланок механічної системи з віссю Ox ;

m_i ($i = \overline{1,4}$) – маси ланок механічної системи;

C_i (x_i, y_i) – центр мас i -ої ланки системи, ($i = \overline{1,4}$);

a_i – відстані від центру мас ланки до її переднього шарніру;

l_i – відстані між двома сусідніми осями шарнірів.

Нехай в початковий момент часу ($t = 0$) механічна система була орієнтована уздовж осі Ox і починає рухатися зі стану спокою.

Рух отриманої механічної системи опишемо відомим методом з використанням рівнянь у формі Лагранжа 2-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_s} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_s} = Q_s, \quad (s = \overline{1,6}), \quad (1)$$

де T – кінетична енергія механічної системи;

q_s – узагальнена координата;

s – номер координати;

Q_s – узагальнена сила, яка відповідає узагальненій координаті q_s .

Кінетичну енергію механічної системи обчислимо як суму кінетичних енергій кожної ланки системи:

$$T = \sum_{i=1}^4 T_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 \left[m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + I_i \omega_i^2 \right], \quad (2)$$

де I_i – момент інерції i -ої ланки щодо вертикальної осі, яка проходить через її центр мас;

$\omega_i = \dot{\beta}_i$ – кутова швидкість повороту i -ої ланки;

\dot{x}_i, \dot{y}_i – проекції вектора швидкості центра мас i -ої ланки системи.

Координати центру мас i -ої ($i = \overline{2,4}$) ланки представимо через x_1, y_1 , координати центра мас і кути поворотів попередніх ланок і задані параметри:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - a_2 \cos \beta_2, \\ y_2 &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - a_2 \sin \beta_2, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} x_3 &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - l_2 \cos \beta_2 - a_3 \cos \beta_3, \\ y_3 &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - l_2 \sin \beta_2 - a_3 \sin \beta_3, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

$$\left. \begin{aligned} x_4 &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - l_2 \cos \beta_2 - l_3 \cos \beta_3 - a_4 \cos \beta_4, \\ y_4 &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - l_2 \sin \beta_2 - l_3 \sin \beta_3 - a_4 \sin \beta_4. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Залежності (3) – (5) можна записати в загальному вигляді:

$$\left. \begin{aligned} x_i &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - a_i \cos \beta_i - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \cos \beta_j, \\ y_i &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - a_i \sin \beta_i - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \sin \beta_j, \end{aligned} \right\} \quad (i = \overline{2,4}). \quad (6)$$

Взявши похідні по часу від виразів (6), визначимо швидкості центрів мас ланок системи:

$$\left. \begin{aligned} \dot{x}_i &= \dot{x}_1 + (l_1 - a_1) \dot{\beta}_1 \sin \beta_1 + a_i \dot{\beta}_i \sin \beta_i + \sum_{j=2}^{i-1} l_j \dot{\beta}_j \sin \beta_j, \\ \dot{y}_i &= \dot{y}_1 - (l_1 - a_1) \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 - a_i \dot{\beta}_i \cos \beta_i - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \dot{\beta}_j \cos \beta_j, \end{aligned} \right\} \quad (i = \overline{2,4}). \quad (7)$$

Підставивши (7) в (2), отримаємо вираз для кінетичної енергії динамічної системи:

$$T = \frac{1}{2} \left[m_1 (\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + I_1 \dot{\beta}_1^2 + \sum_{i=2}^4 \left(m_i (\dot{x}_i^2 + \dot{y}_i^2) + I_i \dot{\beta}_i^2 \right) \right]. \quad (8)$$

Обчислимо узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам.

Для цього сили, які діють на колеса машино-тракторного агрегату, приведемо до передніх і задніх мостів. Оскільки використаний в агрегаті трактор має колісну формулу 4К2 з приводним заднім мостом, тому його повороти здійснюються зміною положення передніх коліс поворотом на кут α . Позначимо зазначені сили таким чином:

F'_{k1} – тягове зусилля трактора;

F_{rfi} – сила опору i -ої ланки агрегату;

$F_{\delta i}$ – бічна сила, яка діє на цю ланку;

M_{rfi} – момент опору повороту цієї ланки;

P_l і P_r – сили опору кочення коліс, які наведені до заднього моста і віднесені до складу сили F_{rf2} і моменту M_{rf2} .

R_2 – сумарна сила опору посівних робочих органів удобрювально-посівного агрегату;

R_4 – сумарна сила опору сошників посівного агрегату.

Всі ці силові фактори визначаються згідно з відповідними експериментальними дослідженнями в залежності від типу ґрунту, параметрів висівних робочих органів, вантажомісткості технологічних місткостей агрегатів і параметрів коліс і типу трактора.

Тоді узагальнені сили визначаються відповідно до виразу, тобто:

$$Q_{x1} = \frac{1}{\delta x_1} \left[\sum_{i=1}^n \delta A(\bar{F}_i^a) \right]_{x_1} = \frac{1}{\delta x_1} \left[\sum_{i=1}^4 F_{xi} \delta x_i \right]_{x_1} = \sum_{i=1}^4 F_{xi},$$

тут враховуємо, що $\delta x_i = \delta x_1$ ($i = \overline{1,4}$).

Адже

$$Q_{x1} = \sum_{i=1}^4 F_{xi}, \quad (9)$$

аналогічно

$$Q_{y1} = \sum_{i=1}^4 F_{yi}, \quad (10)$$

де F_{xi} , F_{yi} – сума проекцій всіх сил, які діють на i -у ланку механічної системи, відповідно на осі O_x і O_y .

Для того, щоб визначити узагальнені сили, які відповідають кутам поворотів β_i ($i = \overline{1,4}$), визначимо координати шарнірів $O_i(x_{O_i}, y_{O_i})$, ($i = \overline{2,4}$) і їх варіації.

$$\left. \begin{aligned} x_{O_i} &= x_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \cos \beta_j, \\ y_{O_i} &= y_1 - (l_1 - a_1) \sin \beta_1 - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \sin \beta_j. \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

Звідки:

$$\left. \begin{aligned} \delta x_{O_i} &= \delta x_1 + (l_1 - a_1) \sin \beta_1 \cdot \delta \beta_1 + \sum_{j=2}^{i-1} l_j \sin \beta_j \cdot \delta \beta_j, \\ \delta y_{O_i} &= \delta y_1 - (l_1 - a_1) \cos \beta_1 \cdot \delta \beta_1 - \sum_{j=2}^{i-1} l_j \cos \beta_j \cdot \delta \beta_j, \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

тоді:

$$Q_{\beta_1} = \frac{\left[\sum_{k=1}^n \delta A(\bar{F}_k^a) \right]_{\beta_1}}{\delta \beta_1} = M_{C_1} - M_{rf1} + \frac{\sum_{i=2}^4 [F_{xi} \delta x_{O_i} + F_{yi} \delta y_{O_i}]}{\delta \beta_1} = \quad (13)$$

$$= M_{C_1} - M_{rf1} + (l_1 - a_1) \left(\sin \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{xi} - \cos \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{yi} \right).$$

Тут враховується, що згідно (12) при $\delta \beta_1 > 0$ і

$$\delta x_1 = \delta x_2 = \delta \beta_2 = \delta \beta_3 = \delta \beta_4 = 0,$$

$$\delta x_{O_i} = (l_1 - a_1) \sin \beta_1 \cdot \delta \beta_1,$$

$$\delta y_{O_i} = -(l_1 - a_1) \cos \beta_1 \cdot \delta \beta_1.$$

Остаточно отримаємо:

$$Q_{\beta_1} = M_{C_1} - M_{rf1} + (l_1 - a_1) \left[\sin \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{xi} - \cos \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{yi} \right], \quad (14)$$

де M_{C_1} – алгебраїчна сума моментів всіх сил, які діють на першу ланку щодо точки C_1 .

Аналогічно визначимо $Q_{\beta_i} (i = \overline{2, 4})$:

$$Q_{\beta_i} = \frac{\left[\sum_{k=1}^n \delta A(\bar{F}_k^a) \right]_{\beta_i}}{\delta \beta_i} = M_{O_i} - M_{rfi} + \frac{\sum_{j=i+1}^4 (F_{xj} \delta x_{O_j} + F_{yj} \delta y_{O_j})}{\delta \beta_i} =$$

$$= M_{O_i} - M_{rfi} + l_i \left(\sin \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{xj} - \cos \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{yj} \right),$$

У цих рівняннях враховано, що $\delta x_{O_i} = l_i \sin \beta_i \cdot \delta \beta_i$, а $\delta y_{O_i} = -l_i \cos \beta_i \cdot \delta \beta_i$.

Таким чином, отримуємо:

$$Q_{\beta_i} = M_{O_i} - M_{rfi} + l_i \left(\sin \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{xj} - \cos \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{yj} \right), \quad (i = \overline{2, 4}), \quad (15)$$

де M_{O_i} – алгебраїчна сума моментів всіх сил, які діють на i -у ланку, відносно точки O_i .

Визначимо необхідні похідні від кінетичної енергії, які входять в рівняння Лагранжа II роду (1):

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \dot{x}_i,$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} = m_1 \dot{y}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \dot{y}_i,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = m_1 \ddot{x}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \ddot{x}_i,$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{y}_1} \right) = m_1 \ddot{y}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \ddot{y}_i,$$

$$\frac{\partial T}{\partial x_1} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y_1} = 0.$$

$$\begin{aligned}\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} &= I_1 \dot{\beta}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i (\dot{x}_i \sin \beta_1 - \dot{y}_i \cos \beta_1) \cdot (l_1 - a_1), \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) &= I_1 \ddot{\beta}_1 + (l_1 - a_1) \sum_{i=2}^4 m_i (\ddot{x}_i \sin \beta_1 - \ddot{y}_i \cos \beta_1 + \\ &+ \dot{x}_i \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + \dot{y}_i \dot{\beta}_1 \sin \beta_1), \\ \frac{\partial T}{\partial \beta_1} &= \sum_{i=2}^4 m_i (\dot{x}_i \dot{\beta}_1 \cos \beta_1 + \dot{y}_i \dot{\beta}_1 \sin \beta_1) (l_1 - a_1), \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \beta_1} &= I_1 \ddot{\beta}_1 + (l_1 - a_1) \sum_{i=2}^4 m_i (\ddot{x}_i \sin \beta_1 - \ddot{y}_i \cos \beta_1).\end{aligned}$$

Далі визначимо наступні похідні:

$$\begin{aligned}\frac{dT}{d\dot{\beta}_i} &= m_i a_i (\dot{x}_i \sin \beta_i - \dot{y}_i \cos \beta_i) + l_i \sum_{j=i+1}^4 m_j (\dot{x}_j \sin \beta_i - \dot{y}_j \cos \beta_i) + I_i \dot{\beta}_i, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{d\dot{\beta}_i} \right) &= m_i a_i (\ddot{x}_i \sin \beta_i - \ddot{y}_i \cos \beta_i) + m_i a_i \dot{\beta}_i (\dot{x}_i \cos \beta_i + \dot{y}_i \sin \beta_i) + \\ &+ l_i \sum_{j=i+1}^4 m_j \left[(\ddot{x}_j \sin \beta_i - \ddot{y}_j \cos \beta_i) + \dot{\beta}_i (\dot{x}_j \cos \beta_i + \dot{y}_j \sin \beta_i) \right] + I_i \ddot{\beta}_i, \\ \frac{dT}{d\beta_i} &= m_i a_i \dot{\beta}_i (\dot{x}_i \cos \beta_i + \dot{y}_i \sin \beta_i) + \dot{\beta}_i \sum_{j=i+1}^4 m_j (\dot{x}_j \cos \beta_i + \dot{y}_j \sin \beta_i).\end{aligned}$$

Тоді, підставивши отримані похідні в рівняння (1), отримаємо наступну систему диференціальних рівнянь, яка описує рух комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату в горизонтальній площині: перше рівняння системи – рух трактора вздовж осі Ox , друге рівняння – рух трактора вздовж осі Oy , третє рівняння – поворот трактора навколо його центру мас.

$$\left. \begin{aligned}m_1 \ddot{x}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \ddot{x}_i &= \sum_{i=1}^4 F_{xi}, \\ m_1 \ddot{y}_1 + \sum_{i=2}^4 m_i \ddot{y}_i &= \sum_{i=1}^4 F_{yi}, \\ I_1 \ddot{\beta}_1 + (l_1 - a_1) \sum_{i=2}^4 m_i (\ddot{x}_i \sin \beta_1 - \ddot{y}_i \cos \beta_1) &= \\ &= M_{C_1} - M_{rf1} + (l_1 - a_1) \left(\sin \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{xi} - \cos \beta_1 \sum_{i=2}^4 F_{yi} \right), \\ I_2 \ddot{\beta}_2 + m_2 a_2 (\ddot{x}_2 \sin \beta_2 - \ddot{y}_2 \cos \beta_2) + l_2 [m_3 (\ddot{x}_3 \sin \beta_2 - \ddot{y}_3 \cos \beta_2) + \\ &+ m_4 (\ddot{x}_4 \sin \beta_2 - \ddot{y}_4 \cos \beta_2)] &= M_{O_2} - M_{rf2} + l_2 \left(\sin \beta_2 \sum_{j=3}^4 F_{xj} - \cos \beta_2 \sum_{j=3}^4 F_{yj} \right), \\ I_3 \ddot{\beta}_3 + m_3 a_3 (\ddot{x}_3 \sin \beta_3 - \ddot{y}_3 \cos \beta_3) + l_3 m_4 (\ddot{x}_4 \sin \beta_3 - \ddot{y}_4 \cos \beta_3) &= \\ &= M_{O_3} - M_{rf3} + l_3 (\sin \beta_3 F_{x4} - \cos \beta_3 F_{y4}), \\ I_4 \ddot{\beta}_4 + m_4 a_4 (\ddot{x}_4 \sin \beta_4 - \ddot{y}_4 \cos \beta_4) &= M_{O_4} - M_{rf4}.\end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Останні три рівняння системи (16) описують поворот ланок комбінованого удобрювально-посівного агрегату навколо власного центру мас, відповідно; четверте рівняння описує поворот агрегату, рівняння п'ять – зчіпки, рівняння шість – посівного агрегату. Їх можна записати одним рівнянням з індексом (i), де i змінюється від 2 до 4, тобто:

$$I_i \ddot{\beta}_i + m_i a_i (\ddot{x}_i \sin \beta_i - \ddot{y}_i \cos \beta_i) + l_i \sum_{j=i+1}^4 m_j (\ddot{x}_j \sin \beta_i - \ddot{y}_j \cos \beta_i) =$$

$$= M_{O_i} - M_{rfi} + l_i \left(\sin \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{xj} - \cos \beta_i \sum_{j=i+1}^4 F_{yj} \right), \quad (i = \overline{2,4}). \quad (17)$$

Таким чином, отримана система шести диференціальних рівнянь (16), яка описує рух комбінованого удобрювально-посівного агрегату при наявності у нього шести ступенів вільності. Рішення цих рівнянь буде визначати закономірність руху кожної складової частини даного машинно-тракторного агрегату в горизонтальній площині.

Визначимо далі силові фактори, які входять в систему рівнянь (16) руху удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату.

Спочатку визначимо $\sum_{i=1}^n F_{xi}$ і $\sum_{i=1}^n F_{yi}$, які входять в перші чотири рівняння системи (16).

З еквівалентної схеми (рис. 3) знаходимо:

$$\begin{aligned} \bar{F}_1 &= \bar{F}'_{k1} + \bar{F}'_{\delta1} + \bar{F}'_{\delta2} + \bar{F}'_{rf1} + \bar{F}'_{rf1}, \\ \bar{F}_2 &= \bar{F}_{\delta2} + \bar{F}_{rf2} + \bar{R}_2, \\ \bar{F}_3 &= \bar{F}_{rf3}, \\ \bar{F}_4 &= \bar{F}_{\delta4} + \bar{F}_{rf4} + \bar{R}_4. \end{aligned} \quad (18)$$

Проектуючи ці векторні рівняння на осі Ox і Oy , отримаємо їх значення в проекціях на вісь Ox .

$$\begin{aligned} F_{x1} &= F'_{k1} \cos \beta_1 + F'_{\delta1} \sin \beta_1 - F'_{rf1} \cos(\beta_1 - \alpha) + F'_{\delta2} \sin(\beta_1 - \alpha) - F_{rf1} \cos \beta_1, \\ F_{x2} &= F_{\delta2} \sin \beta_2 - F_{rf2} \cos \beta_2 - R_2 \cos \beta_2, \\ F_{x3} &= -F_{rf3} \cos \beta_3, \\ F_{x4} &= F_{\delta4} \sin \beta_4 - F_{rf4} \cos \beta_4 - R_4 \cos \beta_4. \end{aligned} \quad (18)$$

Отримуємо проекції векторних рівнянь (17) на вісь Oy :

$$\begin{aligned} F_{y1} &= F'_{k1} \sin \beta_1 - F'_{\delta1} \cos \beta_1 - F'_{rf1} \sin(\beta_1 - \alpha) - F'_{\delta2} \cos(\beta_1 - \alpha) - F_{rf1} \sin \beta_1, \\ F_{y2} &= -F_{\delta2} \cos \beta_2 - F_{rf2} \sin \beta_2 - R_2 \sin \beta_2, \\ F_{y3} &= -F_{rf3} \sin \beta_3, \\ F_{y4} &= -F_{\delta4} \cos \beta_4 - F_{rf4} \sin \beta_4 - R_4 \sin \beta_4. \end{aligned} \quad (19)$$

Оскільки:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 (F_{xi}) &= F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} = F'_{k1} \cos \beta_1 + F'_{\delta1} \sin \beta_1 - F'_{rf1} \cos(\beta_1 - \alpha) + \\ &+ F'_{\delta2} \sin(\beta_1 - \alpha) - F_{rf1} \cos \beta_1 + F_{\delta2} \sin \beta_2 - F_{rf2} \cos \beta_2 - \\ &- R_2 \cos \beta_2 - F_{rf3} \cos \beta_3 + F_{\delta4} \sin \beta_4 - F_{rf4} \cos \beta_4 - R_4 \cos \beta_4, \end{aligned} \quad (20)$$

і

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^4 (F_{yi}) = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} = F'_{k1} \sin \beta_1 - F'_{\delta 1} \cos \beta_1 - F'_{rf1} \sin (\beta_1 - \alpha) - \\ - F'_{\delta 2} \cos (\beta_1 - \alpha) - F_{rf1} \sin \beta_1 - F_{\delta 2} \cos \beta_2 - F_{rf2} \sin \beta_2 - \\ - R_2 \sin \beta_2 - F_{rf3} \sin \beta_3 - F_{\delta 4} \cos \beta_4 - F_{rf4} \sin \beta_4 - R_4 \sin \beta_4 . \end{aligned} \quad (21)$$

Аналогічно отримуємо:

$$\begin{aligned} \sum_{i=2}^4 (F_{xi}) = F_{\delta 2} \sin \beta_2 - F_{rf2} \cos \beta_2 - R_2 \cos \beta_2 - F_{rf3} \cos \beta_3 + \\ + F_{\delta 4} \sin \beta_4 - F_{rf4} \cos \beta_4 - R_4 \cos \beta_4 , \end{aligned} \quad (22)$$

і

$$\begin{aligned} \sum_{i=2}^4 (F_{yi}) = -F_{\delta 2} \cos \beta_2 - F_{rf2} \sin \beta_2 - R_2 \sin \beta_2 - F_{rf3} \sin \beta_3 - \\ - F_{\delta 4} \cos \beta_4 - F_{rf4} \sin \beta_4 - R_4 \sin \beta_4 , \end{aligned} \quad (23)$$

а також:

$$\sum_{i=3}^4 (F_{xi}) = -F_{rf3} \cos \beta_3 + F_{\delta 4} \sin \beta_4 - F_{rf4} \cos \beta_4 - R_4 \cos \beta_4 , \quad (24)$$

і

$$\sum_{i=3}^4 (F_{yi}) = -F_{rf3} \sin \beta_3 - F_{\delta 4} \cos \beta_4 - F_{rf4} \sin \beta_4 - R_4 \sin \beta_4 . \quad (25)$$

Прискорення центру мас лівого колеса дорівнюватиме:

$$\ddot{x}'_{li} = pr_{x'_i} \bar{a}_l = \ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) - \ddot{\beta}_i d_{li} . \quad (27)$$

де \bar{a}_l – прискорення центра мас лівого колеса.

Для правого колеса аналогічно отримуємо:

$$\ddot{x}'_{ri} = \ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) + \ddot{\beta}_i d_{ri} . \quad (28)$$

Умова кочення коліс без ковзання має вигляд:

$$x'_{Ci} = r_{ki} \varphi_i .$$

Звідки шляхом двократного диференціювання знаходимо:

$$\ddot{\varphi}_i = \frac{\ddot{x}'_{Ci}}{r_{ki}} , \quad (29)$$

де r_{ki} – радіус колеса i -ої ланки агрегату.

Для лівого колеса рівняння (26) прийме вигляд:

$$I_{ki} \ddot{\varphi}_i = F_{rfi}^l \cdot r_{ki}$$

Звідси, враховуючи (29), отримуємо:

$$F_{rfi}^l = \frac{I_{ki} \ddot{x}'_{li}}{r_{ki}^2} \quad (30)$$

Підставляючи (27) в (30), отримуємо:

$$F_{rfi}^l = \frac{I_{ki} [\ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) - \ddot{\beta}_i d_{li}]}{r_{ki}^2} . \quad (31)$$

Аналогічно отримуємо:

$$F_{rfi}^r = \frac{I_{ki} [\ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) + \ddot{\beta}_i d_{ri}]}{r_{ki}^2}. \quad (32)$$

Підставляючи (27) в (31), отримаємо:

$$F_{rfi}^l = \frac{I_{ki} [\ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) - \ddot{\beta}_i d_{li}]}{r_{ki}^2}. \quad (33)$$

Аналогічно отримуємо:

$$F_{rfi}^r = \frac{I_{ki} [\ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) + \ddot{\beta}_i d_{ri}]}{r_{ki}^2}. \quad (34)$$

Тоді:

$$\begin{aligned} F_{rfi} &= F_{rfi}^l + F_{rfi}^r = \\ &= \frac{I_{ki} \left\{ 2 \left[\ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) \right] + \ddot{\beta}_i (d_{ri} - d_{li}) \right\}}{r_{ki}^2}. \end{aligned} \quad (35)$$

Обчислимо M_{rfi} – момент опору повороту i -ої ланки агрегату як суми моментів опору сил опору лівого і правого коліс відносно центру мас i -ої ланки, яке входить до рівняння (24), (25) і (26):

$$\begin{aligned} M_{rfi} &= M_k(\bar{F}_{rfi}^l) + M_k(\bar{F}_{rfi}^r) = -F_{rfi}^l d_{li} + F_{rfi}^r d_{ri} = \\ &= \frac{I_{ki} \left\{ \left[\ddot{x}_i \cos \beta_i + \ddot{y}_i \sin \beta_i + \dot{\beta}_i^2 (l_i - a_i) \right] (d_{ri} - d_{li}) + \ddot{\beta}_i (d_{li}^2 + d_{ri}^2) \right\}}{r_{ki}^2}. \end{aligned} \quad (36)$$

Для задніх ведучих коліс трактора за умови, що $d_{ri} = d_{li} = d_1$ отримаємо:

$$F_{rf1} = \frac{2I_{k1} [\ddot{x}_1 \cos \beta_1 + \ddot{y}_1 \sin \beta_1 + \dot{\beta}_1^2 (l_1 - a_1)]}{r_{k1}^2} - \frac{2M'_e}{r_{k1}} \quad (37)$$

і

$$M''_{rf1} = 2I_{k1} \ddot{\beta}_1 \left(\frac{d_1}{r_{k1}} \right)^2, \quad (38)$$

де $M'_e = \frac{M_e \eta}{2}$; M_e – крутний момент, який розвивається двигуном трактора;

η – коефіцієнт, який враховує тип трансмісії трактора.

З кінематики плоскопаралельного руху твердого тіла визначимо прискорення центру мас правого і лівого коліс за такими виразами:

$$\begin{aligned} \bar{a}_{C_1^*} &= \bar{a}_{C_1} + \bar{a}_{lC_1}^\varepsilon + \bar{a}_{lC_1}^\omega, \\ \bar{a}_{C_1} &= \ddot{x}_1 \bar{i} + \ddot{y}_1 \bar{j}, \\ a_{lC_1}^\varepsilon &= \ddot{\beta}_1 \cdot c_1 c_1'', \\ a_{lC_1}^\omega &= \dot{\beta}_1^2 \cdot c_1 c_1''. \end{aligned}$$

Тоді для лівого колеса маємо:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1'' &= pr_{x_1^*} \bar{a}_{C_1^*} = \ddot{x}_1 \cos(\beta_1 - \alpha) + \ddot{y}_1 \sin(\beta_1 - \alpha) - \ddot{\beta}_1 [(d_1 + d_0 \cos \alpha) \cos \alpha + \\ &+ (a_1 + d_0 \sin \alpha) \sin \alpha] - \dot{\beta}_1^2 [(a_1 + d_0 \sin \alpha) \cos \alpha - (d_1 + d_0 \cos \alpha) \sin \alpha]. \end{aligned}$$

Аналогічно для правого колеса отримаємо:

$$\ddot{x}'_1 = pr_{x'_1} \ddot{a}_{C'_1} = \ddot{x}_1 \cos(\beta_1 - \alpha) + \ddot{y}_1 \sin(\beta_1 - \alpha) + \ddot{\beta}_1 [(d_1 + d_0 \cos \alpha) \cos \alpha + (a_1 - d_0 \sin \alpha) \sin \alpha] - \dot{\beta}_1^2 [(a_1 - d_0 \sin \alpha) \cos \alpha - (d_1 + d_0 \cos \alpha) \sin \alpha].$$

З рівняння (37) для лівого колеса маємо:

$$F'_{rf1} = \frac{I'_{k1}}{r'^2_{k1}} \cdot \ddot{x}''_1 = \frac{I'_{k1} \left\{ \ddot{x}_1 \cos(\beta_1 - \alpha) + \ddot{y}_1 \sin(\beta_1 - \alpha) - \ddot{\beta}_1 [(d_1 + d_0 \cos \alpha) \cos \alpha + (a_1 + d_0 \sin \alpha) \sin \alpha] - \dot{\beta}_1^2 [(a_1 + d_0 \sin \alpha) \cos \alpha - (d_1 + d_0 \cos \alpha) \sin \alpha] \right\}}{1} \times \frac{1}{(r'_{k1})^2}, \quad (39)$$

де r'_{k1} – радіус передніх коліс трактора;

I'_{k1} – момент інерції передніх коліс трактора відносно осі обертання.

Для правого колеса:

$$F''_{rf1} = \frac{I'_{k1} \left\{ \ddot{x}_1 \cos(\beta_1 - \alpha) + \ddot{y}_1 \sin(\beta_1 - \alpha) + \ddot{\beta}_1 [(d_1 + d_0 \cos \alpha) \cos \alpha + (a_1 - d_0 \sin \alpha) \sin \alpha] - \dot{\beta}_1^2 [(a_1 - d_0 \sin \alpha) \cos \alpha - (d_1 + d_0 \cos \alpha) \sin \alpha] \right\}}{1} \times \frac{1}{(r'_{k1})^2}. \quad (40)$$

З огляду на залежності (39) і (40) отримаємо:

$$F'_{rf1} = F''_{rf1} + F'_{rf1} = \frac{2I'_{k1} \left\{ \ddot{x}_1 \cos(\beta_1 - \alpha) + \ddot{y}_1 \sin(\beta_1 - \alpha) - \frac{1}{2} \ddot{\beta}_1 d_0 - \dot{\beta}_1^2 [a_1 \cos \alpha - (d_1 + d_0 \cos \alpha) \sin \alpha] \right\}}{1} \times \frac{1}{(r'_{k1})^2}, \quad (41)$$

$$\begin{aligned}
M'_{rf1} &= M_k(\bar{F}'_{rf1}) + M_k(\bar{F}''_{rf1}) = \\
&= \frac{2I'_{k1}(d_0 + d_1 \cos \alpha) \left\{ \ddot{\beta}_1 [(d_1 + d_0 \cos \alpha) \cos \alpha + a_1 \sin \alpha] + \right.}{1} \times \\
&\quad \left. + \dot{\beta}_1^2 d_0 \sin \alpha \cos \alpha \right\}}{(r'_{k1})^2},
\end{aligned} \quad (42)$$

де M'_{rf1} – момент опору повороту ведених передніх коліс трактора, який дорівнює сумі моментів сил опору правого і лівого коліс відносно центру мас.

Тоді, враховуючи (36) і (38), отримаємо:

$$\begin{aligned}
M_{rf1} &= M'_{rf1} + M''_{rf1} = \\
&= 2I_{k1} \ddot{\beta}_1 \left(\frac{d_1}{r_{k1}} \right)^2 + \frac{2I'_{k1}(d_0 + d_1 \cos \alpha) \times}{1} \times \\
&\quad \times \frac{\left\{ \ddot{\beta}_1 [(d_1 + d_0 \cos \alpha) \cos \alpha + a_1 \sin \alpha] + \dot{\beta}_1^2 d_0 \sin \alpha \cos \alpha \right\}}{(r'_{k1})^2},
\end{aligned} \quad (43)$$

де M_{rf1} – момент опору повороту всіх коліс агрегуючого трактора.

Якщо деякі колеса агрегату будуть рухатися з ковзанням, то для них сили опору (тертя) будуть максимальні і визначаються за наступним виразом:

$$F_{rfi} = N_i f_i, \quad (i = \overline{1, 4}), \quad (44)$$

де N_i – сила тиску i -го колеса на ґрунт;

f_i – коефіцієнт тертя ковзання між колесом і ґрунтом.

Сила тиску на ґрунт буде дорівнюватиме:

$$\begin{aligned}
N_i &= \frac{m_i d a_i}{l_i}, \quad (i = \overline{1, 4}), \\
N'_1 &= \frac{m_1 d (l_1 - a_1)}{l_1},
\end{aligned} \quad (45)$$

де N'_1 – сила тиску на ґрунт передніх коліс.

Визначимо бічні сили, які діють на мости:

$$\begin{aligned}
F_{efi} &= k_{wi} \varphi_{wi}, \quad (i = \overline{1, 4}), \\
F'_{ef1} &= k'_{w1} \varphi'_{w1},
\end{aligned} \quad (46)$$

де k_w – коефіцієнт опору бічному уводу, який визначається експериментально;

φ_w – кут відведення мостів колісного трактора.

Визначимо кут уведення переднього моста трактора:

$$\varphi'_{w1} \approx \frac{\dot{x}_1 \sin(\beta_1 + \alpha) - \dot{y}_1 \cos(\beta_1 + \alpha) - a_1 \dot{\beta}_1}{\dot{x}_1 \cos(\beta_1 + \alpha) + \dot{y}_1 \sin(\beta_1 + \alpha) + a_1 \dot{\beta}_1 \sin(\beta_1 + \alpha)} \quad (47)$$

і в загальному вигляді для інших ланок агрегату:

$$\varphi_{wi} \approx \frac{\dot{x}_i \sin \beta_i - \dot{y}_i \cos \beta_i + (l_i - a_i) \cos \beta_i \cdot \dot{\beta}_i}{\dot{x}_i \cos \beta_i + \dot{y}_i \sin \beta_i + (l_i - a_i) \sin \beta_i \cdot \dot{\beta}_i}, \quad (i = \overline{1,4}), \quad (48)$$

При цьому, $F'_{k1} = 0$, оскільки вона враховується при визначенні F_{rf1} .

Проведемо далі чисельний аналіз даного завдання з використанням ПК, за розробленими нами програмами.

З урахуванням всіх отриманих значень, систему диференціальних рівнянь (16) необхідно, перш за все, привести до лінійної.

Будемо вважати, що при малих кутах $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4$ малими будуть також і видкості $\dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2, \dot{\beta}_3, \dot{\beta}_4$. Це пояснюється достатньою інертністю мас агрегату і реальними умовами переміщення агрегату по поверхні поля (при малих переміщеннях складові елементи агрегату не встигають розігнатися до великих швидкостей).

В цьому випадку, тим більше, в першому наближенні, можна вважати досить малими множення $\beta_1 \cdot \dot{\beta}_1^2, \beta_2 \cdot \dot{\beta}_2^2, \beta_3 \cdot \dot{\beta}_3^2, \beta_4 \cdot \dot{\beta}_4^2$. Тому члени рівнянь даної системи, що містять зазначені множники можна опустити, в результаті чого система диференціальних рівнянь (15) значно спроститися, набуваючи вигляду лінійної системи диференціальних рівнянь, представлена у вигляді окремих рівнянь, яка буде мати наступний вигляд:

$$\begin{aligned} (F'_{\delta 1} - F_{\delta 2})\beta_1 - F_{\delta 2}\beta_2 - F_{\delta 4}\beta_4 = \\ = F_{k1} - F'_{rf1} - F_{\delta 2}\alpha - F_{rf1} - F_{rf2} - R_2 - F_{rf3} - F_{rf4} - R_4; \end{aligned} \quad (49)$$

$$\begin{aligned} (m_1 + m_2 + m_3 + m_4)\ddot{y}_1 - (m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1)\ddot{\beta}_1 - \\ - (m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2)\ddot{\beta}_2 - (m_3 a_3 + m_4 l_3)\ddot{\beta}_3 - \\ - m_4 a_4 \ddot{\beta}_4 - (F'_{k1} - F'_{rf1} - F_{rf1})\beta_1 + (F_{rf2} + R_2)\beta_2 + \\ + F_{rf3}\beta_3 + (F_{rf4} + R_4)\beta_4 = -F'_{\delta 1} + F'_{rf1}\alpha - F'_{\delta 2} - F_{\delta 2} - F_{\delta 4}; \end{aligned} \quad (50)$$

$$\begin{aligned} - (m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1)\ddot{y}_1 + \left[I_1 + m_2(l_1 - a_1)^2 + m_3(l_1 - a_1)^2 + m_4(l_1 - a_1)^2 + \right. \\ \left. + 2I_{k1} \left(\frac{d_1}{r_{k1}} \right)^2 + \frac{2I'_{k1}(d_0 + d_1)[(d_0 + d_1) + a_1\alpha]}{(r'_{k1})^2} \right] \ddot{\beta}_1 + \\ + [m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2](l_1 - a_1)\ddot{\beta}_2 + (m_3 a_3 + m_4 l_3)(l_1 - a_1)\ddot{\beta}_3 + \\ + m_4(l_1 - a_1)a_4\ddot{\beta}_4 - (-F_{rf2} - R_2 - F_{rf3} - F_{rf4} - R_4)(l_1 - a_1)\beta_1 - \\ - (F_{rf2} + R_2)(l_1 - a_1)\beta_2 - F_{rf3}(l_1 - a_1)\beta_3 - \\ - (F_{rf4} + R_4)(l_1 - a_1)\beta_4 = M_{C1} + (F_{\delta 2} + F_{\delta 4})(l_1 - a_1); \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned}
& -(m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2) \ddot{y}_1 + (m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2)(l_1 - a_1) \ddot{\beta}_1 + \\
& + \left[I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 + m_4 l_2^2 + \frac{I_{k2}}{r_{k2}^2} (d_{l_2}^2 + d_{r_2}^2) \right] \ddot{\beta}_2 + \\
& + (m_3 l_2 a_3 + m_4 l_2 l_3) \ddot{\beta}_3 + m_4 l_2 a_4 \ddot{\beta}_4 - (-F_{rf3} l_2 - F_{rf4} l_2 - R_4 l_2) \beta_2 - \\
& - F_{rf3} l_2 \beta_3 - (F_{rf4} l_2 + R_4 l_2) \beta_4 = M_{O2} + F_{\delta 4} l_2;
\end{aligned} \tag{52}$$

$$\begin{aligned}
& -(m_3 a_3 + m_4 l_3) \ddot{y}_1 + (m_3 a_3 + m_4 l_3)(l_1 - a_1) \ddot{\beta}_1 + (m_3 a_3 l_2 + m_4 l_3 l_2) \ddot{\beta}_2 + \\
& + \left[I_3 + m_4 l_3^2 + \frac{I_{k3}}{r_{k3}^2} (d_{l_3}^2 + d_{r_3}^2) \right] \ddot{\beta}_3 + m_4 l_3 a_4 \ddot{\beta}_4 - (-F_{rf4} l_3 - R_4 l_3) \beta_3 - \\
& - (F_{rf4} l_3 + R_4 l_3) \beta_4 = M_{O3} + F_{\delta 4} l_3;
\end{aligned} \tag{53}$$

$$\begin{aligned}
& -m_4 a_4 \ddot{y}_1 + m_4 a_4 (l_1 - a_1) \ddot{\beta}_1 + m_4 a_4 l_2 \ddot{\beta}_2 + m_4 a_4 l_3 \ddot{\beta}_3 + \\
& + \left[I_4 + m_4 a_4^2 + \frac{I_{k4}}{r_{k4}^2} (d_{l_4}^2 + d_{r_4}^2) \right] \ddot{\beta}_4 = M_{O4}.
\end{aligned} \tag{54}$$

Або, виражена через постійні коефіцієнти і зведена до однієї системи:

$$\left. \begin{aligned}
& A_{11} \ddot{y}_1 + A_{12} \ddot{\beta}_1 + A_{13} \ddot{\beta}_2 + A_{14} \ddot{\beta}_3 + A_{15} \ddot{\beta}_4 + \\
& + A_{16} \beta_1 + A_{17} \beta_2 + A_{18} \beta_3 + A_{19} \beta_4 = B_1, \\
& A_{21} \ddot{y}_1 + A_{22} \ddot{\beta}_1 + A_{23} \ddot{\beta}_2 + A_{24} \ddot{\beta}_3 + A_{25} \ddot{\beta}_4 + \\
& + A_{26} \beta_1 + A_{27} \beta_2 + A_{28} \beta_3 + A_{29} \beta_4 = B_2, \\
& A_{31} \ddot{y}_1 + A_{32} \ddot{\beta}_1 + A_{33} \ddot{\beta}_2 + A_{34} \ddot{\beta}_3 + A_{35} \ddot{\beta}_4 + \\
& + A_{36} \beta_1 + A_{37} \beta_2 + A_{38} \beta_3 + A_{39} \beta_4 = B_3, \\
& A_{41} \ddot{y}_1 + A_{42} \ddot{\beta}_1 + A_{43} \ddot{\beta}_2 + A_{44} \ddot{\beta}_3 + A_{45} \ddot{\beta}_4 + \\
& + A_{46} \beta_1 + A_{47} \beta_2 + A_{48} \beta_3 + A_{49} \beta_4 = B_4, \\
& A_{51} \ddot{y}_1 + A_{52} \ddot{\beta}_1 + A_{53} \ddot{\beta}_2 + A_{54} \ddot{\beta}_3 + A_{55} \ddot{\beta}_4 + \\
& + A_{56} \beta_1 + A_{57} \beta_2 + A_{58} \beta_3 + A_{59} \beta_4 = B_5, \\
& A_{61} \ddot{y}_1 + A_{62} \ddot{\beta}_1 + A_{63} \ddot{\beta}_2 + A_{64} \ddot{\beta}_3 + A_{65} \ddot{\beta}_4 + \\
& + A_{66} \beta_1 + A_{67} \beta_2 + A_{68} \beta_3 + A_{69} \beta_4 = B_6.
\end{aligned} \right\} \tag{55}$$

де

$$\begin{aligned}
& A_{11} = 0; A_{12} = 0; A_{13} = 0; A_{14} = 0; A_{15} = 0; \\
& A_{16} = F'_{\delta 1} - F_{\delta 2}; A_{17} = -F_{\delta 2}; A_{18} = 0; A_{19} = -F_{\delta 4}; \\
& A_{21} = m_1 + m_2 + m_3 + m_4; A_{22} = -(m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1); \\
& A_{23} = -(m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2); A_{24} = -(m_3 a_3 + m_4 l_3); \\
& A_{25} = -m_4 a_4; A_{26} = -(F'_{k1} - F'_{rf1} - F_{rf1}); \\
& A_{27} = F_{rf2} + R_2; A_{28} = F_{rf3}; A_{29} = F_{rf4} + R_4; \\
& A_{31} = -(m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1); A_{32} = I_1 + (m_2 + m_3 + m_4)(l_1 - a_1)^2 + \\
& + 2I_{k1} \left(\frac{d_1}{r_{k1}} \right)^2 + \frac{2I'_{k1} (d_0 + d_1) [(d_0 + d_1) + a_1 \alpha]}{(r'_{k1})^2}; \\
& A_{33} = [m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2](l_1 - a_1); A_{34} = (m_3 a_3 + m_4 l_3)(l_1 - a_1); \\
& A_{35} = m_4 (l_1 - a_1) a_4; A_{36} = -(-F_{rf2} - R_2 - F_{rf3} - F_{rf4} - R_4)(l_1 - a_1); \\
& A_{37} = -(F_{rf2} + R_2)(l_1 - a_1); A_{38} = F_{rf3} (l_1 - a_1); \\
& A_{39} = -(F_{rf4} + R_4)(l_1 - a_1); \\
& A_{41} = -(m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2); A_{42} = (m_2 a_2 + m_3 l_2 + m_4 l_2)(l_1 - a_1); \\
& A_{43} = I_2 + m_2 a_2^2 + m_3 l_2^2 + m_4 l_2^2 + \frac{I_{k2}}{r_{k2}^2} (d_{l_2}^2 + d_{r_2}^2); \\
& A_{44} = m_3 l_2 a_3 + m_4 l_2 l_3; A_{45} = m_4 l_2 a_4; \\
& A_{46} = 0; A_{47} = -(-F_{rf3} l_2 - F_{rf4} l_2 - R_4 l_2); A_{48} = -F_{rf3} l_2; \\
& A_{49} = -(F_{rf4} l_2 + R_4 l_2); \\
& A_{51} = -(m_3 a_3 + m_4 l_3); A_{52} = (m_3 a_3 + m_4 l_3)(l_1 - a_1); \\
& A_{53} = (m_3 a_3 + m_4 l_3) l_2; A_{54} = I_3 + m_4 l_3^2 + \frac{I_{k3}}{r_{k3}^2} (d_{l_3}^2 + d_{r_3}^2); \\
& A_{55} = m_4 l_3 a_4; A_{56} = 0; A_{57} = 0; A_{58} = -(-F_{rf4} - R_4) l_3; \\
& A_{59} = -(F_{rf4} + R_4) l_3; \\
& A_{61} = -m_4 a_4; A_{62} = m_4 a_4 (l_1 - a_1); \\
& A_{63} = m_4 a_4 l_2; A_{64} = m_4 a_4 l_3; A_{65} = I_4 + m_4 a_4^2 + \frac{I_{k4}}{r_{k4}^2} (d_{l_4}^2 + d_{r_4}^2); \\
& A_{66} = 0; A_{67} = 0; A_{68} = 0; A_{69} = 0; \\
& B_1 = F_{k1} - F'_{rf1} - F_{\delta 2} \alpha - F_{rf1} - F_{rf2} - R_2 - F_{rf3} - F_{rf4} - R_4; \\
& B_2 = -F'_{\delta 1} + F'_{rf1} \alpha - F'_{\delta 2} - F_{\delta 2} - F_{\delta 4}; B_3 = M_{C1} + (F_{\delta 2} + F_{\delta 4})(l_1 - a_1); \\
& B_4 = M_{O2} + F_{\delta 4} l_2; B_5 = M_{O3} + F_{\delta 4} l_3; B_6 = M_{O4}; \\
& M_{C1} = F'_{\delta 1} \cdot h_1 - F'_{\delta 2} \cdot h_2; M_{O2} = F_{\delta 2} \cdot h_3; M_{O3} = 0; M_{O4} = F_{\delta 4} \cdot l_4.
\end{aligned}$$

За умови, що $A_{11} \dots A_{15} = 0$, перше рівняння системи (55) стає статичним, тобто рівним нулю, тому в подальшому не розглядається.

Вже згадана математична модель комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату описує його інерційні властивості. Про це свідчать диференціальні рівняння розрахункової математичної моделі, які включають лише другі похідні від незалежних координат (тобто \ddot{y}_1 , $\ddot{\beta}_1$, $\ddot{\beta}_2$, $\ddot{\beta}_3$, і $\ddot{\beta}_4$). Слід підкреслити, що із-за відносно малої маси третьої ланки даного комбінованого машинно-тракторного агрегату її інерційними властивостями можна знехтувати. З урахуванням того, що $m_3 = l_3 = \alpha_3 = 0$, система рівнянь (55) буде мати наступний вигляд:

$$\left. \begin{aligned} A_{21}\ddot{y}_1 + A_{22}\ddot{\beta}_1 + A_{26}\ddot{\beta}_1 + A_{23}\ddot{\beta}_2 + A_{27}\ddot{\beta}_2 + A_{25}\ddot{\beta}_4 + A_{29}\ddot{\beta}_4 &= K\alpha + K_1, \\ A_{31}\ddot{y}_1 + A_{32}\ddot{\beta}_1 + A_{36}\ddot{\beta}_1 + A_{33}\ddot{\beta}_2 + A_{37}\ddot{\beta}_2 + A_{35}\ddot{\beta}_4 + A_{39}\ddot{\beta}_4 &= B_3, \\ A_{41}\ddot{y}_1 + A_{42}\ddot{\beta}_1 + A_{46}\ddot{\beta}_1 + A_{43}\ddot{\beta}_2 + A_{47}\ddot{\beta}_2 + A_{45}\ddot{\beta}_4 + A_{49}\ddot{\beta}_4 &= B_4, \\ A_{61}\ddot{y}_1 + A_{62}\ddot{\beta}_1 + A_{66}\ddot{\beta}_1 + A_{63}\ddot{\beta}_2 + A_{67}\ddot{\beta}_2 + A_{65}\ddot{\beta}_4 + A_{69}\ddot{\beta}_4 &= B_6, \end{aligned} \right\} \quad (56)$$

де $K = F'_{r1}$, $K_1 = -F'_{\delta 1} - F'_{\delta 2} - F_{\delta 2} - F_{\delta 4}$.

Для спрощення рішення системи диференціальних рівнянь (50) застосуємо перетворення Лапласа. Суть їх, як відомо, полягає в переході від оригіналу функції до її відображення, шляхом введення комплексної змінної $p = \frac{d}{dt}$. У підсумку це дає можливість перейти від складної системи диференціальних рівнянь до відносно простої системи алгебраїчних рівнянь. В результаті будемо мати:

$$\left. \begin{aligned} K_{21} \cdot y_1(p) + K_{22} \cdot \beta_1(p) + K_{23} \cdot \beta_2(p) + K_{25} \cdot \beta_4(p) &= K \cdot \alpha(p) + K_1 \cdot 1(p), \\ K_{31} \cdot y_1(p) + K_{32} \cdot \beta_1(p) + K_{33} \cdot \beta_2(p) + K_{35} \cdot \beta_4(p) &= B_3 \cdot 1(p), \\ K_{41} \cdot y_1(p) + K_{42} \cdot \beta_1(p) + K_{43} \cdot \beta_2(p) + K_{45} \cdot \beta_4(p) &= B_4 \cdot 1(p), \\ K_{61} \cdot y_1(p) + K_{62} \cdot \beta_1(p) + K_{63} \cdot \beta_2(p) + K_{65} \cdot \beta_4(p) &= B_6 \cdot 1(p), \end{aligned} \right\} \quad (57)$$

де

$$\begin{aligned} K_{21} &= A_{21} \cdot p^2, & K_{31} &= A_{31} \cdot p^2, & K_{41} &= A_{41} \cdot p^2, & K_{61} &= A_{61} \cdot p, \\ K_{22} &= A_{22} \cdot p^2 + A_{26}, & K_{32} &= A_{32} \cdot p^2 + A_{36}, & K_{42} &= A_{42} \cdot p^2, & K_{62} &= A_{62} \cdot p, \\ K_{23} &= A_{23} \cdot p^2 + A_{27}, & K_{33} &= A_{33} \cdot p^2 + A_{37}, & K_{43} &= A_{43} \cdot p^2 + A_{47}, & K_{63} &= A_{63} \cdot p, \\ K_{25} &= A_{25} \cdot p^2 + A_{29}, & K_{35} &= A_{35} \cdot p^2 + A_{39}, & K_{45} &= A_{45} \cdot p^2 + A_{49}, & K_{65} &= A_{65} \cdot p. \end{aligned}$$

Система рівнянь (57) відображає динамічний стан даного комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату під впливом керуючого $[\alpha(p)]$ і збурювального входних змінних. До останніх належать одиничні впливи $K_0 \cdot 1(p)$ і $B_3 \cdot 1(p)$, $B_4 \cdot 1(p)$ і $B_6 \cdot 1(p)$. Вихідними змінними даної системи рівнянь є координата y_1 і кути β_1 , β_2 , і β_4 .

Передавальна функція відпрацювання комбінованим удобрювально-посівним машинно-тракторним агрегатом керуючого впливу в результаті прийме такий вигляд:

$$W_\alpha = \frac{p^2 (F_4 \cdot p^4 + F_2 \cdot p^2 + F_0)}{p^2 (C_6 \cdot p^6 + C_4 \cdot p^4 + C_2 \cdot p^2 + C_0)}, \quad (58)$$

де

$$F_4 = K(A_{31} \cdot A_{45} \cdot A_{63} - A_{31} \cdot A_{43} \cdot A_{65} + A_{41} \cdot A_{33} \cdot A_{65} - A_{41} \cdot A_{35} \cdot A_{63} - A_{33} \cdot A_{61} \cdot A_{45} + A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{35}),$$

$$F_2 = K(A_{31} \cdot A_{63} \cdot A_{49} - A_{31} \cdot A_{47} \cdot A_{65} - A_{41} \cdot A_{63} \cdot A_{39} + A_{41} \cdot A_{37} \cdot A_{65} - A_{33} \cdot A_{61} \cdot A_{49} + \\ + A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{39} + A_{61} \cdot A_{35} \cdot A_{47} - A_{61} \cdot A_{45} \cdot A_{37}),$$

$$F_0 = K(A_{61} \cdot A_{37} \cdot A_{49} - A_{61} \cdot A_{37} \cdot A_{49}),$$

$$C_6 = A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{43} \cdot A_{65} - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{45} \cdot A_{63} - A_{21} \cdot A_{33} \cdot A_{42} \cdot A_{65} + A_{21} \cdot A_{33} \cdot A_{62} \cdot A_{45} + \\ + A_{21} \cdot A_{42} \cdot A_{35} \cdot A_{63} - A_{21} \cdot A_{43} \cdot A_{35} \cdot A_{62} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{43} \cdot A_{65} + A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{45} \cdot A_{63} + \\ + A_{22} \cdot A_{41} \cdot A_{33} \cdot A_{65} - A_{22} \cdot A_{41} \cdot A_{35} \cdot A_{63} - A_{22} \cdot A_{33} \cdot A_{61} \cdot A_{45} + A_{22} \cdot A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{35} + \\ + A_{31} \cdot A_{23} \cdot A_{43} \cdot A_{65} - A_{31} \cdot A_{23} \cdot A_{62} \cdot A_{45} - A_{31} \cdot A_{42} \cdot A_{25} \cdot A_{63} + A_{31} \cdot A_{25} \cdot A_{43} \cdot A_{62} - \\ - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{41} \cdot A_{65} + A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{61} \cdot A_{45} + A_{23} \cdot A_{41} \cdot A_{35} \cdot A_{62} - A_{23} \cdot A_{42} \cdot A_{61} \cdot A_{35} + \\ + A_{32} \cdot A_{41} \cdot A_{25} \cdot A_{63} - A_{32} \cdot A_{25} \cdot A_{43} \cdot A_{61} - A_{41} \cdot A_{33} \cdot A_{25} \cdot A_{62} + A_{33} \cdot A_{42} \cdot A_{25} \cdot A_{61} - \\ - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{63} \cdot A_{49},$$

$$C_4 = A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{47} \cdot A_{65} + A_{21} \cdot A_{33} \cdot A_{62} \cdot A_{49} + A_{21} \cdot A_{42} \cdot A_{63} \cdot A_{39} - A_{21} \cdot A_{42} \cdot A_{37} \cdot A_{65} - \\ - A_{21} \cdot A_{43} \cdot A_{62} \cdot A_{39} + A_{21} \cdot A_{43} \cdot A_{36} \cdot A_{65} - A_{21} \cdot A_{35} \cdot A_{62} \cdot A_{47} + A_{21} \cdot A_{62} \cdot A_{45} \cdot A_{37} - \\ - A_{21} \cdot A_{36} \cdot A_{45} \cdot A_{63} + A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{63} \cdot A_{49} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{47} \cdot A_{65} - A_{22} \cdot A_{41} \cdot A_{63} \cdot A_{39} - \\ + A_{22} \cdot A_{41} \cdot A_{37} \cdot A_{65} - A_{22} \cdot A_{33} \cdot A_{61} \cdot A_{49} + A_{22} \cdot A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{39} + A_{22} \cdot A_{61} \cdot A_{35} \cdot A_{47} - \\ - A_{22} \cdot A_{61} \cdot A_{45} \cdot A_{37} - A_{31} \cdot A_{23} \cdot A_{62} \cdot A_{49} + A_{31} \cdot A_{42} \cdot A_{27} \cdot A_{65} - A_{31} \cdot A_{42} \cdot A_{63} \cdot A_{29} + \\ + A_{31} \cdot A_{25} \cdot A_{62} \cdot A_{47} - A_{31} \cdot A_{43} \cdot A_{26} \cdot A_{65} + A_{31} \cdot A_{43} \cdot A_{29} \cdot A_{29} + A_{31} \cdot A_{26} \cdot A_{46} \cdot A_{63} - \\ - A_{31} \cdot A_{62} \cdot A_{27} \cdot A_{45} + A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{61} \cdot A_{49} + A_{23} \cdot A_{41} \cdot A_{62} \cdot A_{39} - A_{23} \cdot A_{41} \cdot A_{36} \cdot A_{65} - \\ - A_{23} \cdot A_{42} \cdot A_{61} \cdot A_{39} + A_{23} \cdot A_{61} \cdot A_{36} \cdot A_{45} - A_{32} \cdot A_{41} \cdot A_{27} \cdot A_{65} + A_{32} \cdot A_{41} \cdot A_{63} \cdot A_{29} - \\ - A_{32} \cdot A_{25} \cdot A_{61} \cdot A_{47} - A_{32} \cdot A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{29} + A_{32} \cdot A_{61} \cdot A_{27} \cdot A_{45} + A_{41} \cdot A_{33} \cdot A_{26} \cdot A_{65} - \\ - A_{41} \cdot A_{33} \cdot A_{62} \cdot A_{29} - A_{41} \cdot A_{25} \cdot A_{62} \cdot A_{37} + A_{41} \cdot A_{25} \cdot A_{36} \cdot A_{63} - A_{41} \cdot A_{26} \cdot A_{35} \cdot A_{63} + \\ + A_{41} \cdot A_{35} \cdot A_{62} \cdot A_{27} + A_{33} \cdot A_{42} \cdot A_{61} \cdot A_{29} - A_{33} \cdot A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{45} + A_{42} \cdot A_{25} \cdot A_{61} \cdot A_{37} - \\ - A_{42} \cdot A_{61} \cdot A_{35} \cdot A_{27} - A_{25} \cdot A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{36} + A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{35},$$

$$C_2 = A_{21} \cdot A_{62} \cdot A_{39} \cdot A_{49} - A_{21} \cdot A_{62} \cdot A_{47} \cdot A_{39} - A_{21} \cdot A_{36} \cdot A_{63} \cdot A_{49} + A_{21} \cdot A_{36} \cdot A_{47} \cdot A_{65} - \\ - A_{22} \cdot A_{61} \cdot A_{37} \cdot A_{49} + A_{22} \cdot A_{61} \cdot A_{47} \cdot A_{39} + A_{31} \cdot A_{26} \cdot A_{63} \cdot A_{49} - A_{31} \cdot A_{26} \cdot A_{47} \cdot A_{65} - \\ - A_{31} \cdot A_{62} \cdot A_{27} \cdot A_{49} + A_{31} \cdot A_{62} \cdot A_{29} \cdot A_{47} + A_{23} \cdot A_{61} \cdot A_{36} \cdot A_{49} + A_{32} \cdot A_{61} \cdot A_{27} \cdot A_{49} - \\ - A_{32} \cdot A_{61} \cdot A_{29} \cdot A_{47} - A_{41} \cdot A_{26} \cdot A_{63} \cdot A_{39} + A_{41} \cdot A_{26} \cdot A_{37} \cdot A_{65} + A_{41} \cdot A_{62} \cdot A_{27} \cdot A_{39} - \\ - A_{41} \cdot A_{62} \cdot A_{37} \cdot A_{29} - A_{41} \cdot A_{27} \cdot A_{36} \cdot A_{65} + A_{41} \cdot A_{36} \cdot A_{63} \cdot A_{29} - A_{33} \cdot A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{49} - \\ - A_{42} \cdot A_{61} \cdot A_{27} \cdot A_{39} + A_{42} \cdot A_{61} \cdot A_{37} \cdot A_{29} - A_{25} \cdot A_{61} \cdot A_{36} \cdot A_{47} + A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{39} - \\ - A_{43} \cdot A_{61} \cdot A_{36} \cdot A_{29} + A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{35} \cdot A_{47} - A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{45} \cdot A_{37} + A_{61} \cdot A_{27} \cdot A_{36} \cdot A_{45},$$

$$C_0 = A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{47} \cdot A_{39} - A_{61} \cdot A_{26} \cdot A_{37} \cdot A_{49} + A_{61} \cdot A_{27} \cdot A_{36} \cdot A_{49} - A_{61} \cdot A_{36} \cdot A_{29} \cdot A_{47}.$$

Аналіз функції (58) показав, що для кожного стану агротехнічного фону, який репрезентує своїм значенням коефіцієнт опору коченню f , існує така бажана (ω_0) частота повороту керованих коліс агрегуючого трактора, при якій дійсна амплітудно-частотна характеристика відповідає ідеальній. Графічна інтерпретація цієї залежності має вигляд, відображений на рис. 2.

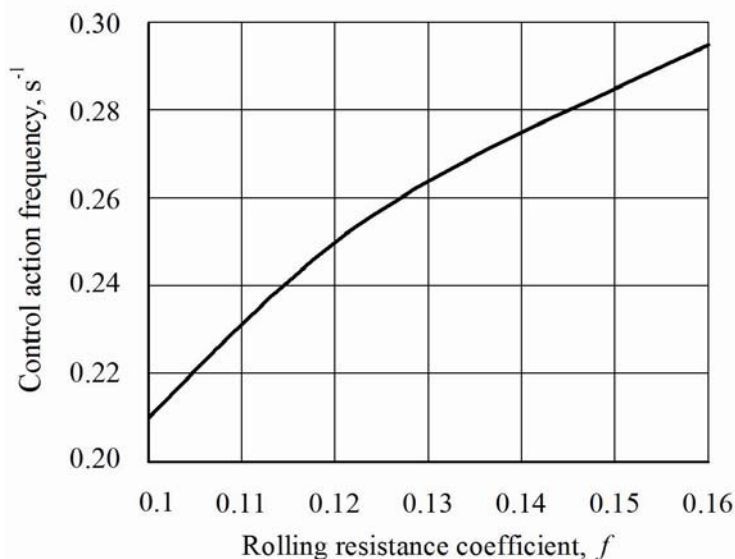


Рисунок 2 – Залежність бажаної частоти повороту керованих коліс агрегуючого трактора комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату від умов його руху (коефіцієнта опору коченню f)

Як показує аналіз графічно отриманої функції $\omega_0 = f(f)$, в залежності від агротехнічного фону частота коливань керуючого впливу повинні змінюватися в межах $0,210 \dots 0,295 \text{ s}^{-1}$. Слід підкреслити, що нижнє значення цього діапазону (тобто $0,21 \text{ s}^{-1}$) збігається з рекомендованою дослідниками частотою повороту керованих коліс трактора під час виконання ним рухів на поворотній смузі [14].

Природно те, що підтримувати потрібну частоту в умовах реальної практики в ручному режимі управління енергетичним засобом (трактором) досить проблематично. Зараз для цього краще застосовувати GPS-навігатор з системою автоматичного керування типу UniDrive або інший.

Висновки.

1. Розроблена нова теорія плоско паралельного руху удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату з одночасним попереднім смуговим внесенням мінеральних добрив і посівом зернових культур дає можливість оцінити стійкість руху комбінованого агрегату в площині поверхні поля при виконанні технологічного процесу.

2. В результаті теоретичних досліджень встановлено, що залежно від стану поверхні оброблюваного поля частота коливань керуючого впливу – кута повороту керованих коліс комбінованого удобрювально-посівного машинно-тракторного агрегату, повинна знаходитися в діапазоні $\omega = 0,210 \dots 0,295 \text{ s}^{-1}$. При цьому більші його значення характерні для роботи даного машинно-тракторного агрегату на більш розпушеному агротехнічному фоні, а менші - на більш твердому.

Список літератури

1. Vasilenko, P.M. A method for constructing computational models of functioning mechanical systems (machines and machine units) [Text] : Textbook / P.M. Vasilenko, V.P. Vasilenko. – Kyiv: USKHA, 1980. – 137 pp.
2. Vasilenko, P.M. Equations of motion of the mobile machine units. The collection of works on agricultural mechanics t. II [Text] / P.M. Vasilenko. – Moscow: Selkhozgiz, 1952. – P. 76-84.
3. Vasilenko, P.M. Elements of the theory of stability of motion trailed agricultural machinery and implements. The collection of works on agricultural mechanics t. II [Text] / P.M. Vasilenko. – Moscow: Selkhozgiz, 1954. – S. 202-211.

4. Vasilenko, P.M. Introduction to agricultural mechanics [Text] / P.M. Vasilenko. – Kiev–Selhohobrazovanie, 1996. – 252pp.
5. Vasilenko, P.M. The equation of motion of self-propelled machine units at starting and acceleration [Text] / P.M. Vasilenko, V.G. Kuzminsky // Academy of Agricultural Sciences. Agricultural mechanics. Volume V, Proceedings / edited. V.A. Zheligovskogo. – Moscow: Mechanical Engineering, 1965. – P. 28- 43.
6. Bulgakov, V.M. Theory of motion flax harvesters [Text] : Monograph / V.M. Bulgakov, A.Y. Gorbovy . – Lviv: Publishing LvTsNTI, 2007. – 115 pp.
7. Guskov, V.V. Tractors. Theory [Text] / V.V. Guskov, N.N. Veleev, Y.E. Atamanov et al.. – Moscow: Mechanical Engineering, 1988. – 376 pp.
8. Timofeev, A.I. Analysis of the energy mode tractor unit during acceleration [Text] / A.I. Timofeev // Academy of Agricultural Sciences. Agricultural mechanics. Volume V. Proceedings / edited. V.A. Zheligovskaya. – Moscow: Mechanical Engineering, 1965. – S. 391-405.
9. Kutkov, G.M. Tractors and cars. The theory and technological properties [Text] / G.M. Kutkov . – Moscow: Kolos, 2004. – 504 p.
10. Nadykto, V.T. Basics of modular aggregation of energy resources: Monograph [Text] / V.T. Nadykto . – Melitopol: KP "MMD", 2003. – 240 p.
11. Adamchuk, V., Petrychenko, I. Study plane-parallel motion movement combined seeding unit. Mechanization in agriculture. International scientific, scientific applied and informational journal. ISSN 0861-9638, Year LXI, Issue 3/201
12. Солодовников, В.В. Основы теории и элементов систем автоматического регулирования [Текст] : учебное пособие для вузов / В.В. Солодовников, В.Н. Плотнико, А.В. Яковлев . – Москва: Машиностроение, 1985. – 536 с.
13. Габай, Е.В. Математическая модель и анализ качества управления направлением движения МТА с рассредоточенными по ширине захвата активными колесами [Текст] / Е.В. Габай ; в сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС). Труды НАТИ. М., 1983. – С. 38-42.
14. Иофинов, С.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка [Текст] / С.А. Иофинов, Э.П. Бабенко, Ю.А. Зуев . – Москва: Агропромиздат, 1986. – 272 с.

Valery Adamchuk, Prof., DSc., Yevhen Petrychenko, PhD tech. sci.

NSC "Institute of mechanization and electrification of agriculture", town Glevaha, Kiev region, Ukraine

Vladimir Bulgakov, Prof., DSc.

National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

Vladimir Kuvachov, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Yevhen Ihnatiev, engineer

Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, Zaporozhye region, Ukraine

Theoretical ground of steady motion of the new fertilizer-sowing aggregate

A new theory of the plane-parallel motion of the machine-tractor aggregate for porseva and the introduction of mineral fertilizers is developed.

Such a combined unit consists of an aggregate wheeled tractor to which a fertilizer drill is attached to the rear by means of a coupling device, which is fertilized by a strip method, and a grain drill is also connected to it by means of a coupling device. For the constituent links of a given dynamical system, the coordinates of their centers, the mass of the links, and external forces and reactions acting from the surface of the soil are determined. To use the initial equations of dynamics in the form of Lagrange equations of the second kind, generalized coordinates and expressions for the kinetic energy were determined. Having made the necessary transformations, a system of six differential equations of motion was compiled that describes the behavior of the combined machine aggregate in its plane-parallel motion. In this case, two linear and one angular coordinate describe the behavior of the power tool (wheel tractor), and three angular coordinates describe the turns of the coupling device and the centers of the machines being coupled with it.

The resulting system of six differential equations of plane-parallel motion solved on a PC makes it possible to estimate the stability of the motion of a combined aggregate in the plane of the field surface during the execution of the technological process.

gggregate, tractor, fertilizer application, sowing, equivalent circuit, kinetic energy, generalized force, system of differential equations of motion

Одержано 05.10.17

УДК 631.362.3

Е.Б. Алієв, канд. техн. наук*Інститут олійних культур НААН, м. Запоріжжя, Україна**E-mail: aliev@meta.ua*

Фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії насінин під дією вібруючого решета

Контактні явища є одними з найбільш цікавих проблем дослідження молекулярної динаміки. Складність проблеми з контактами обумовлена принаймні трьома аспектами. Перший аспект полягає в нелінійному граничному стані в області контакту, обумовленого обмеженням проникності. Параметри області контакту, що включають режим ковзання, розподіл напруги, форма і розмір області та інші невідомі до аналізу. Другий аспект – це опис фрикційних явищ, які звичайно не мають простих рішень. Третім аспектом є матеріальна та геометрична нелінійність. Враховуючи зазначені аспекти необхідно визначити фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії в рамках переміщення насінини по вібруючому решету. Мета досліджень є розробка фізико-математичного апарата пружно-демпферної взаємодії насінин під дією вібруючого решета. Дослідження проводились з використанням методів аналітичної геометрії, теоретичної механіки і молекулярної динаміки. В результаті досліджень розроблено фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії насінин під дією вібруючого решета, який буде покладений в основу методу дискретних елементів і штрафного підходу для виявлення контактів та розрахунків сил контактної взаємодії насінин і поверхні решета. Розглянуті контакти насінин між собою і поверхнею решета при різних умовах демпфування, тертя та зчеплення насіння, решето, теоретичні дослідження, модель, розділення, взаємодія, контакт

Е.Б. Алиев, канд. техн. наук*Институт масличных культур НААН, г. Запорожье, Украина*

Физико-математический аппарат упруго-демпферного взаимодействия семян под действием вибрирующего решета

Контактные явления являются одними из наиболее интересных проблем исследования молекулярной динамики. Сложность проблемы с контактами обусловлена по крайней мере тремя аспектами. Первый аспект заключается в нелинейном предельном состоянии в области контакта, обусловленного ограничением проницаемости. Параметры области контакта включают режим скольжения, распределение напряжения, форма и размер области, и другие неизвестные для анализа. Второй аспект – это описание фрикционных явлений, которые обычно не имеют простых решений. Третьим аспектом является материальная и геометрическая нелинейность. Учитывая указанные аспекты необходимо определить физико-математический аппарат упруго-демпферного взаимодействия в рамках перемещения семени по вибрирующему решету. Цель исследований заключается в разработке физико-математического аппарата упруго-демпферного взаимодействия семян под действием вибрирующего решета. Исследования проводились с использованием методов аналитической геометрии, теоретической механики и молекулярной динамики. В результате исследований разработан физико-математический аппарат упруго-демпферного взаимодействия семян под действием вибрирующего решета, который будет положен в основу метода дискретных элементов и штрафного подхода для выявления контактов и расчетов сил контактного взаимодействия семян и поверхности решета. Рассмотрены контакты семян между собой и поверхностью решета при различных условиях демпфирования, трения и сцепления. семена, решето, теоретические исследования, модель, разделение, взаимодействие, контакт

Постановка проблеми. Останні десятиліття стали свідченням величезного розвитку досліджень гранульованих середовищ та симуляції часток [1]. Однак

гранульовані матеріали становлять предмет величезної кількості досліджень як у фізиці, так і в інженерних напрямках. Поліпшення ефективності таких досліджень дає розуміння поведінки руху частинок під дією різноманітних сил, які виникають в певних умовах [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Контактні явища є одними з найбільш цікавих проблем дослідження молекулярної динаміки. Складність проблеми з контактами обумовлена принаймні трьома аспектами. Перший аспект полягає в нелінійному граничному стані в області контакту, обумовленого обмеженням проникності. Параметри області контакту, що включають режим ковзання, розподіл напруги, форма і розмір області та інші невідомі до аналізу. Другий аспект – це опис фрикційних явищ, які звичайно не мають простих рішень. Третім аспектом є матеріальна та геометрична нелінійність. Враховуючи зазначені аспекти необхідно визначити фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії в рамках переміщення насінини по вібруючому решету [3]. Дослідженню пружно-демпферної взаємодії частинок присвячено багато робіт [1-5], в яких дана проблема вирішується тільки на рівні сферичних частинок. В зв'язку з тим, що насіння має різноманітну і складну форму виникає необхідність розширити існуючий фізико-математичний апарат і розробити нові положення.

Постановка завдання. Розробити фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії насінин під дією вібруючого решета.

Виклад основного матеріалу. Дослідження проводились з використанням методів аналітичної геометрії, теоретичної механіки і молекулярної динаміки.

Форма насіння олійних культур можна апроксимувати до форми, яка представлена на рисунку 1. Вона складається з трьох сфер, які перетинаються між собою. Головною характеристикою насіння є її ефективний радіус (далі радіус), який визначається як радіус рівновеликої за обсягом кулі. Тому надалі будемо розглядати взаємодію насінин у вигляді елементів сфер із радіусом r .

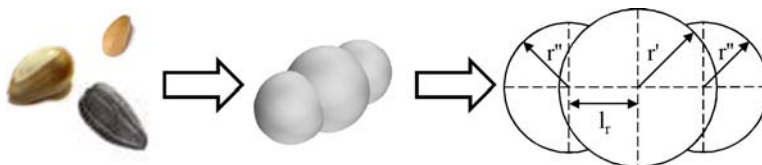


Рисунок 1 – Модель насінини

В просторовій багатокомпонентній системі, кожне вільне тіло має шість ступенів свободи при переміщенні і обертанні [4, 5]. Для того щоб проаналізувати систему, використовується метод дискретних елементів. У цьому методі рух кожної окремої насінини розглядаються індивідуально. Позиції насінин, їх швидкості і орієнтація обчислюються на кожному часовому кроці моделювання. Рівняння руху твердого тіла визначається шістьма диференціальними рівняннями

$$m_i \overline{a_i} = \overline{F_i}, \quad I_i \overline{\alpha_i} = \overline{M_i}, \quad (1)$$

де m_i – маса насінини, кг;

I_i – тензор інерції насінини, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$\overline{F_i}$ – вектор сили, що діє на насінину, Н;

$\overline{M_i}$ – момент вектору сили, що діє на насінину, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$\overline{a_i}$ – лінійне прискорення насінини, м/с²;

$\overline{\alpha_i}$ – кутове прискорення насінини, с⁻².

З огляду на два тіла і та j в системі N насінин, сила $\overline{F_i}$ і момент сили $\overline{M_i}$, що діють на насінину можуть бути обчислені як

$$\overline{F_i} = \sum_{j=1, j \neq i}^N \overline{F_{ij}} + m_i \overline{g}, \quad (2)$$

$$\overline{M_i} = \sum_{j=1, j \neq i}^N \overline{M_{ij}} = \sum_{j=1, j \neq i}^N \overline{r_i} \times \overline{F_{ij}}, \quad i = 1, \dots, N, \quad (3)$$

де $\overline{r_i}$ – радіус-вектор від центру до точки на поверхні насінини, м;

\overline{g} – вектор прискорення вільного падіння, м/с².

Контактні розрахунки засновані на моделі м'яких частинок, що призводить до детермінованого моделювання, де стан кожної насінини в системі, і взаємодії всіх насінин визначаються за допомогою фізичних законів. Застосовуючи метод штрафу, можна визначити нормальну силу і силу тертя між насінинами, які стискаються (рис. 2, а). Ця модель передбачає, що контактні сили виникають через нефізичні перекриття між тілами в контакті [6, 7]. В результаті зіткнень, насінини будуть розсіювати енергію за рахунок нормальних сил і втрат на терті. Повна сила між двома насінинами і та j є

$$\overline{F_{ij}} = \overline{F_{ij}^n} + \overline{F_{ij}^t}, \quad (4)$$

де $\overline{F_{ij}^n}$ і $\overline{F_{ij}^t}$ – нормальні і дотичні компоненти $\overline{F_{ij}}$, Н.

Контакт між парою насінин вважаються чітким однокрапковим контактом. Насінини вважаються жорсткими, однак контакти деформуються. Нормальна сила $\overline{F_{ij}^n}$ між двома насінинами і та j, що стискаються, представляється як сума пружної сили відштовхування пружного елемента моделі і дисипативної в'язкої сили демпфуючого елемента. Ця сила може бути сформульована, як

$$\overline{F_{ij}^n} = (k_p \delta_{ij} + c_p \dot{\delta}_{ij}) \overline{n}. \quad (5)$$

де $\overline{F_{ij}^n}$ і $\overline{F_{ij}^t}$ – нормальні і дотичні компоненти $\overline{F_{ij}}$, Н; \overline{n} – одиничний вектор нормалі центрів двох насінин; δ_{ij} – віртуальне перекриття насінин, м; k_p – жорсткість пружного елемента моделі, кг/с²; c_p – коефіцієнт загасання демпфуючого елемента моделі, кг/с; $\dot{\delta}_{ij}$ – відносна швидкість в нормальному напрямку між двома насінинами, м/с.

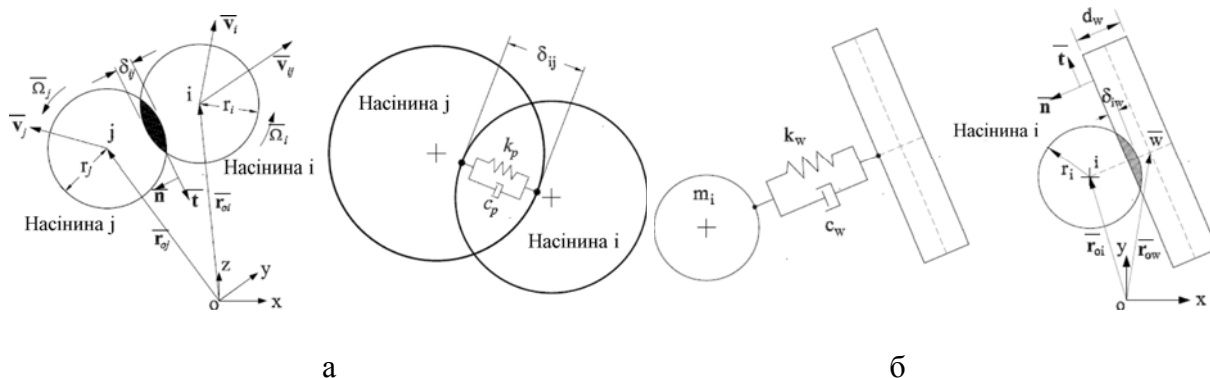


Рисунок 2 – Схеми взаємодії двох насінин (а) і насінини зі стінкою (б)

Віртуальне перекриття δ_{ij} насінин і вектор нормалі центрів двох насінин \bar{n} можна визначити за наступними виразами:

$$\delta_{ij} = (r_i + r_j) - (\bar{r}_{oi} - \bar{r}_{oj})^T \bar{n}, \quad \bar{n} = (\bar{r}_{oi} - \bar{r}_{oj}) / |\bar{r}_{oi} - \bar{r}_{oj}|. \quad (6)$$

Згідно математичної обробки дисипативних енергій, які приведені в [8, 9], вираз для енергії ΔT , що розсіюється, при взаємодії двох сферичних тіл може бути представлений

$$\Delta T = m_i m_j (v_n^{(bef)})^2 (1 - \varepsilon_n^2) / (2(m_i + m_j)). \quad (7)$$

де ΔT – дисипативна енергій взаємодії, Дж;

m – маса насінини, кг;

$v_n^{(bef)}$ – відносна нормальна швидкість перед зіткненням насінин, м/с; ε_n – коефіцієнт нормальної релаксації.

Якщо загасання занадто велике, то можна розрахувати коефіцієнт загасання, використовуючи вираз

$$c_p = 2\sqrt{m_i m_j / (m_i + m_j) k_p} = 2\sqrt{m_j k_p}. \quad (8)$$

Замість згаданої вище лінійної моделі в'язкої дисипації, альтернативним способом введення дисипації в систему є використання різних сил для завантаження та розвантаження [10]. Цей підхід враховує постійну, пластичну деформацію під час звичайного контакту. При такому підході навантаження пружного елемента моделі k_l , як правило, менше, ніж його розвантаження k_{un} , тобто шлях розвантаження лежить нижче навантаження $k_l < k_{un}$ і, таким чином, втрати енергії пропорційні величині деформації частинок. Для цього випадку з цієї моделі буде виключено швидкісне затухання $c_p \dot{\delta}_{ij}$.

Таким чином, контактне зусилля в нормальному напрямку буде мати вигляд

$$\bar{F}_{ij} = \bar{F}_{ij}^n = \begin{cases} k_l \delta_{ij} \bar{n}, & \text{для випадку навантаження,} \\ k_{un} (\delta_{ij} - \delta_0) \bar{n}, & \text{для випадку розвантаження,} \end{cases} \quad (9)$$

де δ_0 – кінцеве перекриття насінин, при якому контактна сила зникає при розвантаженні (рис 3, а), м.

Ця кількість перекриття може бути розрахована шляхом застосування сили безперервності при максимальному перекритті як

$$k_l \delta_{\max} = k_{un} (\delta_{\max} - \delta_0). \quad (10)$$

Розсіювання енергії може бути визначене як площа поверхні в межах трикутної області (рис. 3, а), що призведе до коефіцієнта ε_m , який може бути визначений як

$$\varepsilon_m = \sqrt{k_l / k_{un}}. \quad (11)$$

де $0 < \varepsilon_m < 1$ – коефіцієнт ретусії імпульсу.

Отже, рівняння (10) можна переставити і знову записати

$$\delta_0 = (1 - \varepsilon_m)^2 \delta_{\max}. \quad (12)$$

Під час початкового навантаження сила зростає лінійно з нахилом k_l по відношенню до віртуального перекриття δ до максимального перекриття δ_{\max} . Це максимальне перекриття може бути досягнуто при умові, що відносна швидкість між двома насінинами дорівнює нулю. Після цього моменту обидві насінини починають рухатися окремо одна від одної в процесі розвантаження. Розвантаження йде вниз по другій лінії з кутом нахилу k_{un} , доки сила не зникне через час t_c при перетині осі x при кінцевому перекритті δ_0 (12). Оскільки існує пластична деформація, перекриття не повернеться до нуля, коли сила дорівнює нулю.

Час t_c може бути обчислений у вигляді суми контактної тривалості половини насінин з жорсткістю k_l , k_{un} і може бути виражена як [11].

$$t_c = \pi(\sqrt{m_{ij}/k_l} + \sqrt{m_{ij}/k_{un}})/2. \quad (13)$$

У той час, як дві насінини не повністю розділені ($\delta = \delta_0 \neq 0$), то може статися так, що вони виступають проти зовнішнього зіткнення з одним або декількома навколишніми насінинами. Це зіткнення буде застосовувати додаткову зовнішню силу для початкових насінин і будуть зближуватися через ефект перезавантаження. Перезавантаження при $0 < \delta_r < \delta_0$, де δ_r це перекриття, після якого починається перезавантаження, матиме місце з градієнтом k_{un} уздовж лінії сили $k_{un}(\delta - \delta_r)$ до тих пір, поки вихідна крива завантаження буде досягнута. Подальше перезавантаження буде наступним, ніж початковий шлях завантаження з силою $k_l\delta$ до максимальної деформації.

Відсутність потреби у включенні будь-якого довільного затухання c_p і прямого аналітичного прогнозування параметрів ε_m і t_c вважається великою перевагою цієї моделі. Крім того, цю модель можна легко розширити, включивши ефект адгезії під час контакту, який виникає при застосуванні сил притягнення замість відштовхувальних, тобто коли

$$\overline{F_i}^T \cdot \overline{n_{ij}} < 0, \quad (14)$$

де $\overline{n_{ij}}$ – нормальний одиничний вектор з центрів однієї насінини до іншої.

Закон сили, враховуючи адгезію може бути змінений

$$\overline{F_{ij}} = \overline{F_{ij}^n} = \begin{cases} k_l \delta_{ij} \overline{n}, & \text{для випадку навантаження,} \\ k_{un} (\delta_{ij} - \delta_0) \overline{n}, & \text{для випадку розвантаження,} \\ k_{ad} \delta_{ij} \overline{n}, & \text{для випадку адгезії,} \end{cases} \quad (15)$$

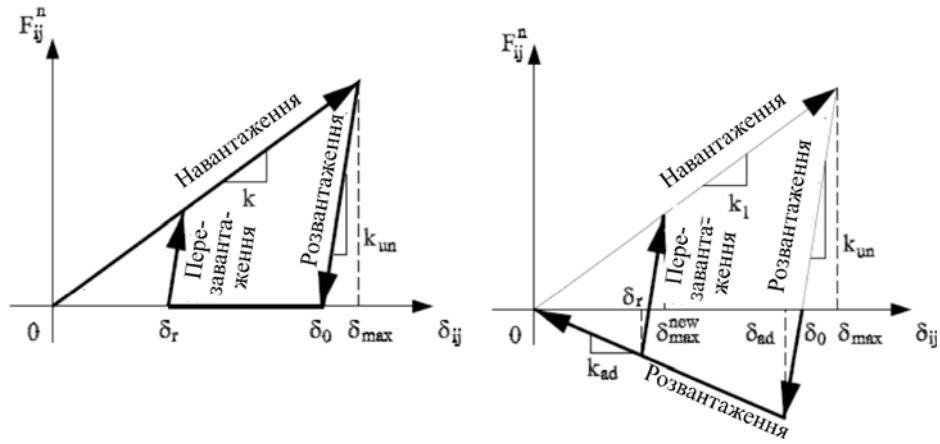
де k_{ad} – коефіцієнт зчеплення, який повинен бути негативним у випадку адгезії (рис. 3, б).

Однак, якщо досягнутої сили притягнення не достатньо, щоб змінити напрям руху насінин, то вона збільшується [12]. Максимальне значення сили притягнення досягається, коли шлях розвантаження нахилу k_{un} перетинає зменшувальну адгезію градієнта k_{ad} . Застосовуючи подібність трикутників, можна записати

$$(\delta_0 - \delta_{ad})/(k_{ad} \delta_{ad}) = (\delta_{\max} - \delta_0)/(k_l \delta_{\max}). \quad (16)$$

Виражаючи δ_{ad} маємо

$$\delta_{ad} = (1 - \varepsilon_m^2) k_l \delta_{\max} / (k_l + k_{ad} \varepsilon_m^2). \quad (17)$$



а – модель сили відштовхування б – модель сили притягнення

Рисунок 3 – Принципова схема петлі гістерезису контакту навантаження та розвантаження

Далі сили розвантаження $k_{ad}\delta_{ij}$ обчислюються уздовж негативного градієнта лінії, яка обмежує максимально можливі сили притягнення між насінинами. Ефект перевантаження може знову виникнути в будь-якій точці між ними уздовж цієї лінії, тобто $0 < \delta_r < \delta_{ad}$ і сила зростає з позитивним градієнтом k_{un} до досягнення нового значення δ_{max}^{new} на вихідній кривій навантаження. В іншому випадку, навантаження не може статися і сила зменшується уздовж лінії адгезії до $\delta_{ij} = 0$, в разі, коли дві насінини більше не перекривають одна одну.

Тангенціальні сили активні в контактах, де відносна тангенціальна швидкість насінин не дорівнює нулю. Нормальні та тангенціальні компоненти відносної швидкості \bar{v}_{ij}^t двох насінин у нормальному та тангенціальному напрямках \bar{n} та \bar{t} є

$$\bar{v}_{ij}^n = \dot{\delta}_{ij} \bar{n} = (\mathbf{v}_i - \mathbf{v}_j)^T \bar{n}, \quad (18)$$

$$\bar{v}_{ij}^t = (\mathbf{v}_i - \mathbf{v}_j)^T \bar{t} + \bar{\Omega}_i r_i + \bar{\Omega}_j r_j, \quad (19)$$

$$\bar{t} = \bar{v}_{ij}^t / v_{ij}^t, \quad (20)$$

де \bar{v}_{ij}^t – вектор відносної швидкості двох насінин, м/с;

$\mathbf{v}_i, \mathbf{v}_j$ – швидкості частинок i та j , відповідно;

$\bar{\Omega}_i, \bar{\Omega}_j$ – кутові швидкості частинок i та j , відповідно (рис. 2, а).

Якщо тангенціальна швидкість у площині контакту дорівнює нулю на початку контакту, то контакт є нормальним, інакше він буде зсувним або тангенціальним. Тут тангенціальна сила \bar{F}_{ij}^t пов'язана з нормальною силою кулонівськими законами тертя, а саме

$$\bar{F}_{ij}^t = \begin{cases} \bar{F}_{static}^t \leq \mu_s \bar{F}_{ij}^n, v_{ij}^t = 0, \\ \bar{F}_{dynamic}^t = \mu_d \bar{F}_{ij}^n, v_{ij}^t \neq 0, \end{cases} \quad (21)$$

де μ_s, μ_d – статичні та динамічні коефіцієнти тертя, відповідно.

Знак « \leq », який з'являється в рівнянні (21), означає, що у випадку статичного

тертя $\overline{F_{ij}^t}$ просто компенсується невідомою зовнішньою силою зсуву $\overline{F_{ij}^{ext}}$, що діє на контакт, так що $v_{ij}^t = 0$. Якщо $\overline{F_{ij}^{ext}} > \mu_s \overline{F_{ij}^n}$, то з'являється режим динамічного тертя, де застосовується $\overline{F_{ij}^t} = \mu_d \overline{F_{ij}^n}$ [13]. Розрив при нульовій швидкості розглядається як недолік кулонівського закону.

Взагалі, статичне тертя завжди більше, ніж динамічне тертя ковзання, тобто $\mu_s > \mu_d$. Для простоти коефіцієнт статичного та ковзаючого тертя можна вважати рівним. Тому тангенціальна сила зсуву може бути виражена за законом Кулона як

$$\overline{F_{ij}^t} = -\mu_d \left| \overline{F_{ij}^n} \right| \overline{t}. \quad (22)$$

Шляхом прямої підстановки рівнянь (5) і (22) в рівняння (4), контактну силу, що описують цю модель, можна записати у вигляді

$$\overline{F_{ij}} = (k_p \delta_{ij} + c_p \dot{\delta}_{ij}) \overline{n} - \mu_d \left| \overline{F_{ij}^n} \right| \overline{t}. \quad (23)$$

Заміна $\overline{F_{ij}}$ в рівняннях (2) і (3) буде давати результуюче контактне зусилля і момент сили, що діють на насінина через взаємодію насінина-насінина.

Оскільки кулонівське тертя розривна модель сили, в деяких дослідницьких роботах виконані корективи в модель, щоб уникнути цього в моделюванні [14, 15]. В цих дослідженнях введено зрушення демпфірування, з використанням якого визначається в'язке тертя. Ця сила, яка пропорційна тангенціальній швидкості між двома насінинами, що стискаються приймає форму

$$\overline{F_{ij}} = -\tilde{c}_t \overline{v_{ij}^t}, \quad (24)$$

де c_t – константа демпфування зсуву контакту.

Деякі інші моделі використовують як кулонівські, так і в'язкі ефекти при визначенні тангенціальної сили [16]. У цій моделі штрафний метод пружно-демпферної моделі застосовується двічі у нормальному та поперечному напрямках контакту. Модель контакту описується набором співвідношень примусового переміщення

$$F_n = k_n \delta_n + c_n \dot{\delta}_n, \quad (25)$$

$$F_t = \mu_d f_n + k_t \delta_t + c_t \dot{\delta}_t \quad (26)$$

для нормальних і тангенціальних контактних сил F_n і F_t відповідно, де δ_n і δ_t – контактні відстані (перекриття) в нормальних і тангенціальних напрямках, $\dot{\delta}_n$ та $\dot{\delta}_t$ – відносні швидкості в цих напрямках, які були задані в рівняннях (18) і (19). Починаючи з часу t_0 , при якому спочатку було встановлено контакт, відстань δ_t , над якою розтягується тангенціальна пружина, визначається

$$\delta_t = \int_0^{t_0} v_{ij}^t(\tau) d\tau. \quad (27)$$

Принцип пружно-демпферної моделі також застосовується для пошуку сил між насінинами та стінами (рис. 2, б). Аналогічно контактної взаємодії двох насінин між собою, для контакту із стінкою необхідно знати розмір перекриття під час контакту,

який може бути розрахований як

$$\delta_{iw} = (r_i + d_w/2) - (\overline{r_{oi}} - \overline{r_{ow}})^T \overline{n}, \quad \overline{n} = (\overline{r_{oi}} - \overline{r_{ow}}) / |\overline{r_{oi}} - \overline{r_{ow}}|. \quad (28)$$

де δ_{iw} – перекриття насінини із стінкою, м;

d_w – товщина стінки, м;

$\overline{r_{oi}}$ і $\overline{r_{ow}}$ – вектори положення центральної точки насінини і та стіни відповідно, м;

\overline{n} – одиничний нормальний вектор до поверхні стінки у напрямку відбиття, тобто одиничний нормальний вектор від стіни до центру насінини (рис. 2, б).

Крім того, коли насінини набуває контакту з поверхнею стіни, виробляється протилежна контактна сила. Ця нормальна сила являє собою суперпозицію сили пружності та сили в'язкого демпфірування. Якщо взяти лінійну модель Герца, маємо

$$\overline{F_{iw}^n} = (k_w \delta_{iw} + c_w \dot{\delta}_{iw}) \overline{n}, \quad (29)$$

де k_w – пружна жорсткість зі стіною, кг/с²;

c_w – коефіцієнт демпфування зі стіною, кг/с;

$\dot{\delta}_{iw}$ – відносна швидкість між насіниною і стінкою, м/с.

У разі переміщення або вібрації стін, відносна нормальна швидкість $\dot{\delta}_{iw} \overline{n}$ прийме форму

$$\dot{\delta}_{iw} \overline{n} = \overline{v_i^n} - \overline{v_w^n}. \quad (30)$$

де $\overline{v_i^n}$ та $\overline{v_w^n}$ – нормальна швидкість насінини та стінки, відповідно, м/с.

Кількість в'язкого загасання під час контакту контролюється коефіцієнтом c_w . Розсіювання енергії збільшуватиметься, коли c_w стане більшим, а кінетична енергія буде зменшена після контакту через зменшення швидкості, який призведе до швидшої герметизації системи. Знижуючи силу можна враховувати і в тангенціальній площині контакту. Використовуючи найпростішу форму закону Кулона, сила тертя $\overline{F_{iw}^t}$ зі стінкою може мати форму

$$\overline{F_{iw}^t} = -\mu_d \left| \overline{F_{iw}^n} \right| \overline{t}, \quad (31)$$

яка направлена в протилежному напрямку швидкості зсуву в тангенціальній площині контакту. Підвищення коефіцієнта тертя допоможе в демпфіруванні насінин в тангенціальному напрямку.

Висновки. Розроблено фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії насінин під дією вібруючого решета, який буде покладений в основу методу дискретних елементів і штрафного підходу для виявлення контактів та розрахунків сил контактної взаємодії насінин і поверхні решета. Розглянуті контакти насінин між собою і поверхнею решета при різних умовах демпфування, тертя та зчеплення.

Список літератури

1. Rhodes, M. Introduction to Particle Technology [Text] / M. Rhodes. – Chichester: Wiley-Interscience, 2005.
2. De Gennes, P. Granular Matter [Text] / P. de Gennes – A Tentative View, Reviews of Modern Physics. – Vol. 71. – 1999. – P. 374-382.

3. Herrmann, H. Simulations of granular media [Text] / H. Herrmann, M. Müller. – Conference Proceedings from the Workshop 'Molecular Dynamics on Parallel Computers', World Scientific. – 1999. – P. 1-10.
4. Schiehlen, W. Technische Dynamik (in German) [Text] / W. Schiehlen, P. Eberhard. – Stuttgart: Teubner, 2004.
5. Shabana, A. Dynamics of Multibody Systems [Text] / A. Shabana. – New York: Wiley-Interscience, 1989.
6. Alkhaldi, H. Computation of Screening Phenomena in a Vertical Tumbling Cylinder [Text] / H. Alkhaldi, P. Eberhard. – Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics (PAMM). – Berlin, Germany, 2006.
7. Eberhard, P. Efficient Computation of Colliding Particles in a Vertical Tumbling Sorting Machine [Text] / P. Eberhard, H. Alkhaldi. – Proceedings Second International Congress on Computational Mechanics and Simulation (ICCMS). – Vol. 1. – I.K. Publishing House, New Delhi, India. – 2006. – P. 81-87.
8. Khulief, Y. A Continuous Force Model for the Impact Analysis of Flexible Multibody Systems [Text] / Y. Khulief, A. Shabana. – Mechanism and Machine Theory. – Vol. 22. – 1987. – P. 213-224.
9. Lankarani, H. A Contact Force Model with Hysteresis Damping for Impact Analysis of Multibody Systems [Text] / H. Lankarani, P. Nikraves. – Journal of Mechanical Design. – Vol. 112. – 1990. – P. 369-376.
10. Sadd, M. Contact Law Effects on Wave Propagation in Particulate Materials Using Distinct Element Modeling [Text] / M. Sadd, Q. Tai, A. Shukla. – The International Journal of Non-Linear Mechanics. – Vol. 28. – No. 2. – 1993. – P. 251-265.
11. Luding, S. Collisions and Contacts between two Particles [Text] / Luding S. – Physics of Dry Granular Media, E350-NATO ASI series, Dordrecht, Kluwer Academic Publishers. – 1998. – P. 285-314.
12. Muth, B. Contact Simulation for Many Particles Considering Adhesion [Text] / B. Muth, P. Eberhard, S. Luding. – Mechanics Based Design of Structures and Machines. – Vol. 31. – No. 3. – 2003. – P. 433-457.
13. Schäfer J. Force Schemes in Simulations of Granular Materials [Text] / J. Schäfer, Wolf D. Dippel. – Journal de Physique I. – Vol. 6. – 1996. – P. 5-20.
14. Cundall, P. A Discrete Numerical Model for Granular Assemblies [Text] / P. Cundall, O. Strack. – Geotechnique. – Vol. 29. – 1979. – P. 47-65.
15. Luding, S. Anomalous Energy Dissipation in Molecular Dynamics Simulations of Grains [Text] / S. Luding, E. Clement, A. Blumen, J. Rajchenbach, J. Duran. – Physical Review E. – Vol. 50. – 1994. – P. 4113-4122.
16. Mao, K. Efficient Computation of Particle Motions in Discrete Element Modeling of Particle Damping [Text] / K. Mao, Z. Xu, M. Wang, T. Chen. – Eighth International Symposium on Plasticity and Impact Mechanics, New Delhi, India. – 2003. – P. 994-1005.

Elchin Aliiev, PhD tech. sci.

Institute of Oilseed Crops NAAS, Zaporozhye, Ukraine

Physics-mathematical apparatus of elastic-damper interaction of seeds under the action of a vibrating sieve

The aim of the research is to develop a physical and mathematical apparatus for the elastic-damper interaction of seeds under the action of a vibrating sieve. The studies were carried out using methods of analytical geometry, theoretical mechanics, and molecular dynamics.

Contact phenomena are one of the most interesting problems of studying molecular dynamics. The complexity of the problem with contacts is due at least to three aspects. The first aspect is the nonlinear limiting state in the contact region due to the restriction of permeability. Parameters of the contact area include slip mode, voltage distribution, shape and size of the area, and other unknowns for analysis. The second aspect is a description of frictional phenomena, which usually do not have simple solutions. The third aspect is the material and geometric nonlinearity. Taking these aspects into account, the physical and mathematical apparatus of elastic-damper interaction in the framework of the movement of seeds on a vibrating sieve was determined during the research.

As a result of the research, a physico-mathematical apparatus for the elastic-damper interaction of seeds under the action of a vibrating sieve was developed, which will be used as a basis for the method of discrete elements and the penalty approach for identifying contacts and calculating the contact forces of seeds and the sieve surface. Contacts of seeds between themselves and the sieve surface under various conditions of damping, friction and adhesion are considered.

seeds, sieve, theoretical studies, model, separation, interaction, contact

Одержано 05.10.17

УДК 631.331.53

**В.В. Аулин, проф., д-р техн. наук, М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук,
А.А. Панков, доц., канд. техн. наук, докторант**
*Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький,
Україна*
E-mail: aulinvv@gmail.com

Критерий эффективности применения зерновых сеялок с механическими высевальными аппаратами

На основе эмпирически установленных закономерностей динамики развития удельного тягового сопротивления и удельной производительности зерновых сеялок обоснован критерий эффективности применения посевных машин, представляющий собой параметрическое соотношение, которое определяет эффективность производства и эксплуатации зерновых сеялок в отношении рационального использования энергии. Соотношение затрат энергии, выраженных удельным тяговым сопротивлением, к показателю удельной производительности является примером общего соотношения между издержками и эффективностью и показывает сравнительную эффективность посевной машины, а различные зерновые сеялки могут сравниваться на основе предложенного критерия.

сеялка, сопротивление, производительность, критерий, эффективность, энергия, затраты

В. В. Аулін, проф., д-р техн. наук, М. І. Черновол, проф., д-р техн. наук, А. О. Панков, доц., канд. техн. наук, докторант

Центральноукраїнський національний технічний університет, г.Кропивницький, Україна

Критерій ефективності застосування зернових сіялок з механічними висівними апаратами

На основі емпірично встановлених закономірностей динаміки розвитку питомого тягового опору і питомої продуктивності зернових сіялок обґрунтовано критерій ефективності застосування посівних машин, що представляє собою параметричне співвідношення, яке визначає ефективність виробництва та експлуатації зернових сіялок щодо раціонального використання енергії. Співвідношення витрат енергії, виражених питомим тяговим опором, до показника питомої продуктивності є прикладом загального співвідношення між витратами і ефективністю та показує порівняльну ефективність посівної машини, а різні зернові сіялки можуть порівнюватися на основі запропонованого критерію.

сіялка, опір, продуктивність, критерій, ефективність, енергія, витрати

Постановка проблемы. Анализ результатов исследований показывает, что пока нет обобщающих теоретических разработок по методам снижения энергоемкости машин и механизмов, недостаточно обоснованы и критерии оценки эффективности применения машин. К основным недостатком используемых критериев относится то, что они определяют только конструктивное совершенство машин [1].

Кроме того, для сельскохозяйственных машин до сих пор не выявлены унифицированные критерии, зависимости и математические модели, определяющие единые пути и методы снижения энергоемкости конструкций и рабочего процесса [2].

Существующие методики оценки технического уровня машин несовершенны, не удовлетворяют в полной мере требованиям практики и более приемлемы для различных оценочных комиссий, чем для практической работы конструкторов [3].

Анализ исследований и публикаций. Для оценки технического уровня и эффективности применения машин предлагаются различные подходы, методы и критерии - структурные модели и циклограммы технического уровня [3], обобщенные показатели комплексной оценки на основе функции Харрингтона [4], широко известный показатель приведенных затрат [5]. Можно отметить, что все они являются разновидностями общего соотношения между издержками и эффективностью.

По мнению академика М.Е. Мацепуро, в основе решения вопросов, связанных с разработкой и обоснованием теорий, технологий и сельскохозяйственной техники, применения машин, механизацией сельского хозяйства должен лежать «Принцип оптимальной энергоемкости технологических процессов и средств механизации», сущность которого заключается в минимальных затратах энергии на получение требуемой продукции [6].

Применительно к данному принципу предложено несколько критериев эффективности конструкций и применения сельскохозяйственных машин.

В работе [7] в качестве критерия оптимальности предлагается использование минимума удельных энергозатрат при рабочем ходе агрегата:

$$E \rightarrow \min \cdot \quad (1)$$

Анализируя единицы измерения данного критерия – Дж/м² (согласно [6]), установлено, что он соответствует такой физической категории, как жесткость k , кг/с². Поэтому критерий можно интерпретировать как стремление к снижению «жесткости» процесса, выражаемой приращением непроизводительных энергозатрат в процессе.

Аналогичный критерий предлагается в работе [8], где рассматривается относительная удельная энергоемкость работ, выполняемых машинными агрегатами:

$$\mathcal{E} \rightarrow \frac{N}{W}, \text{ кВт} \cdot \text{га} / \text{ч}, \quad (2)$$

где N – эффективная мощность двигателя энергетического средства, кВт;

W – производительность машинного агрегата, га/ч.

Приведя к системе СИ единицы измерения данного критерия, получим такую же физическую категорию, как и по предыдущему критерию, т.е. условную «жесткость».

В работе [9] рассматривается критерий, идентичный двум представленным выше – целевая функция, выражаемая соотношением:

$$\frac{\eta_m}{p_{y0}} \rightarrow \max \cdot \quad (3)$$

где η_m – тяговый КПД энергетического средства;

p_{y0} – удельное сопротивление сельскохозяйственной машины, кН/м.

Приведя к системе СИ единицы измерения критерия целевой функции, получим величину, обратную жесткости, которая описывается единицей измерения (кг/с²)⁻¹. Иначе говоря, здесь выражается стремление к повышению условной величины, которая обратна условной «жесткости», или к снижению непроизводительных энергозатрат.

Постановка задачи. Целью исследований является обоснование критерия

эффективности применения зерновых сеялок с механическими высевальными аппаратами.

Задачами исследований являются оценка эффективности применения зерновых сеялок с механическими высевальными аппаратами на основе предложенного критерия, а также определение факторов, влияющих на динамику показателей эффективности конструкций и рабочего процесса зерновых сеялок.

Изложение основного материала. Одной из характеристик, определяющих технический уровень зерновых сеялок, является удельная производительность W_{yd} .

Исходными данными для определения динамики удельной производительности зерновых сеялок являются технико-экономические характеристики машин, разрабатываемых и выпускаемых в течение 50 лет (1960-2010гг.).

Исходя из характеристик машин, определены средние значения W_{yd} по десятилетиям, т.е. рассматриваемый период времени был разделен на промежутки, равные 10 лет (табл. 1), или на определенные стадии развития.

Таблица 1 – Средние значения удельной производительности W_{yd} .

Период, гг.	1960-е	1970-е	1980-е	1990-е	2000-е
№ периода	1	2	3	4	5
W_{yd} , га/чм	0,645	1,007	1,152	1,116	1,105

Производительность пропорциональна полезно затраченной энергии [10], которую можно выразить затратами на преодоление тягового сопротивления машины. В табл. 2 представлены найденные средние значения удельного тягового сопротивления зерновых сеялок за период 1960-1980гг., согласно [11].

Таблица 2 – Средние значения удельного тягового сопротивления p_{yd} .

Период, гг.	1960-е	1970-е	1980-е
№ периода	1	2	3
p_{yd} , кН/м	1,045	1,320	1,710

Показатели табл. 2 аппроксимированы с целью установления динамики их дальнейшего развития на период 1990-2000-х гг (табл. 3).

Таблица 3 – Средние значения удельного тягового сопротивления p_{yd} по результатам аппроксимации.

Период, гг.	1960-е	1970-е	1980-е	1990-е	2000-е
№ периода	1	2	3	4	5
p_{yd} , кН/м	1,045	1,321	1,713	2,221	2,845

На рис.1 графически представлена динамика показателей табл.1 и табл.3. Исходя из графика на рис.1 предположим, что соотношение затрат энергии, выраженных удельным тяговым сопротивлением, к показателю удельной производительности, т.е. p_{yd}/W_{yd} , (Н/м/(га/чм)) покажет сравнительную эффективность применения посевных машин данного вида.

Определим физический смысл предложенного соотношения, приведя к системе СИ единицы измерения показателей:

$$H \cdot \frac{c}{2a} = m \cdot k_2 \cdot c^{-2} \cdot \frac{c}{m^2} = \frac{k_2}{c \cdot m} . \quad (4)$$

Установленная единица измерения критерия соответствует коэффициенту динамической вязкости μ . Исходя из определения вязкости, физический смысл предлагаемого критерия заключается в способности машины преодолевать сопротивление рабочему процессу с максимальной эффективностью, а конструктивные и технологические показатели машин могут сравниваться на основе данного критерия.

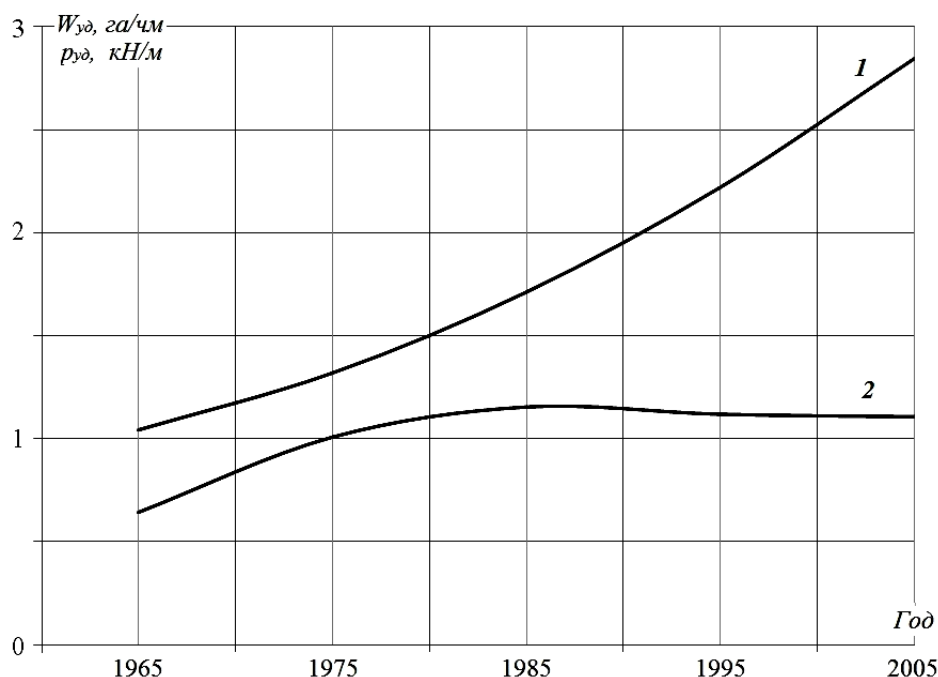


Рисунок 1 – Динамика изменения удельного тягового сопротивления $p_{уд}$ (1) и удельной производительности $W_{уд}$ (2) зерновых сеялок с механическими высевающими аппаратами

Следовательно, предлагаемый критерий эффективности можно записать в виде:

$$\frac{p_{уд}}{W_{уд}} \rightarrow \min . \quad (5)$$

Как известно, величиной, обратной динамической вязкости μ , является кинематическая вязкость ν , т.е.:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}, \text{ м}^2 / \text{с}, \quad (6)$$

где ρ – плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$.

Исходя из формулы (6) можно сделать вывод, что единицы измерения кинематической вязкости соответствуют единицам измерения производительности, т.е. кинематический коэффициент вязкости ν эквивалентен производительности W .

Заменив в формуле (6) величину μ предлагаемым критерием эффективности и определив физический смысл условной плотности, получим величину производительности, соответствующую условной кинематической вязкости и предложенному критерию эффективности.

Как видим, формулы 1-6 находятся в отношении взаимно однозначного соответствия (изоморфизма) с классическими физическими категориями, т.е они имеют одинаковую абстрактную структуру.

Определим значения предлагаемого критерия эффективности для различных периодов производства и применения зерновых сеялок с механическими катушечными высевальными аппаратами, исходя из данных табл.1-3: для 1960-х гг. – 1,62, для 1970-х гг. – 1,31, для 1980-х гг. – 1,48.

Для других периодов критерий оптимальности определим исходя из графика на рис.1 и табл.3: для 1990-х гг. – 2,00, для 2000-х гг. – 2,57

Например, для 40-рядной зерновой сеялки Astra-6, выпускаемой в настоящее время, при скорости движения $V_d = 12 \text{ км/ч}$, расчетное удельное тяговое сопротивление составит $p_{y\partial} = 2,75 \text{ кН/м}$ при удельной производительности $W_{y\partial} = 1,2 \text{ га/чм}$. Следовательно, значение предлагаемого показателя эффективности для сеялки Astra-6 составит 2,29 Нч/га. Соответственно, для 24-х рядной зерновой сеялки СЗ-3,6А, также выпускаемой в настоящее время, при скорости движения $V_d = 15 \text{ км/ч}$, расчетное удельное тяговое сопротивление составит $p_{y\partial} = 2,60 \text{ кН/м}$ при удельной производительности $W_{y\partial} = 1,5 \text{ га/чм}$, а значение предлагаемого показателя эффективности для сеялки СЗ-3,6А составит 1,73 Нч/га. Поэтому здесь логичной будет тенденция к повышению рабочих скоростей движения, которая уже имеет место в настоящее время для зерновых сеялок с пневматическими централизованными высевальными системами. Так, для зерновых сеялок Accord MSC 4 и MSC 6 рабочая скорость движения составляет 18 км/ч, а для сеялки Horsch Pronto 6AS – 20 км/ч.

В качестве граничного критерия эффективности эмпирически можно принять «золотое» сечение или «золотую» пропорцию, значение которой составляет 1,618, т.е.:

$$\frac{P_{y\partial}}{W_{y\partial}} = 1,618. \quad (7)$$

Так как кривая удельной производительности зерновых сеялок стабилизировалась после 1985 года со средним значением 1,111 га/чм, то можно определить условный момент достижения граничного критерия эффективности по времени, который приходится приблизительно на 1985-1990 гг.

Этот период времени коррелирует с исследованиями [12], где рассмотрены функциональные и временные модели сменной W_c и чистой W_q производительности для терминального прогноза динамики изменения производительности зерновых сеялок. По полученным моделям определен момент достижения сеялкой СЗ-3,6 максимальной производительности - 1990 год.

Исходя из рис.1 можно сделать заключение, что удельное тяговое сопротивление возрастает непропорционально удельной производительности, что влечет за собой прогрессирующее увеличение затрат при непропорционально снижающейся отдаче. Найденная закономерность является частным случаем закона убывающей производительности основных фондов [13], или общеизвестного закона убывающего плодородия. Согласно исследованиям [14] (рис.2), в общем случае в сельскохозяйственном производстве наблюдается уменьшение прироста выхода продукции в энергетических единицах $E_{вых}$ относительно вложенной энергии $E_{вх}$ при все более полной механизации и совершенствовании технологий. Рост потерь $E_{пот}$ обусловлен неполным знанием механизмов явлений, неоптимальностью и неупорядоченностью процессов, отсутствием оперативного управления процессами и системного подхода при разработке технических средств.

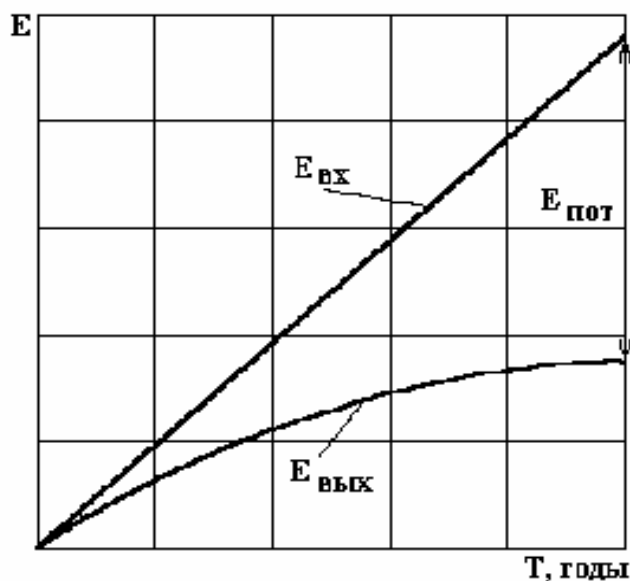


Рисунок 2 – Общие энергетические закономерности развития технологий: изменение соотношений между суммарной $E_{вх}$ и выходной $E_{вых}$ энергией системы «техника-технология» при увеличении потерь $E_{пот}$.

В отношении зерновых сеялок с механическими высевальными системами эта закономерность выражается в том, что в настоящее время механические устройства все чаще становятся «узким местом» в сложных машинах. Это объясняется их недостаточной функциональной гибкостью, наличием трения, люфтов и упругостей в передачах, все возрастающей стоимостью изготовления [15].

Кроме того, как уже отмечалось, производительность машины пропорциональна полезно затраченной энергии. С другой стороны, чем больше передаваемая мощность (энергия), тем больше и ее потери. Происходит это вследствие следующих причин: морально и физически устаревшего принципа действия; пульсаций мощности при совершении технологического процесса, достигающих 10-40%, приводящих к дополнительному непроизводительному расходу энергии и необходимости резервирования энергоресурсов; увеличение передаваемой мощности требует повышения прочности элементов передаточных механизмов и сопряжено с возрастанием их габаритных размеров, а также потерь на холостой ход машин.

Выводы:

1. Удельное тяговое сопротивление посевных машин возрастает непропорционально их удельной производительности, что влечет за собой прогрессирующее увеличение затрат при непропорционально снижающейся отдаче, т.е. в настоящее время величина издержек превышает показатели эффективности конструкций и применения зерновых сеялок.

2. Соотношение затрат энергии, выраженных удельным тяговым сопротивлением, к показателю удельной производительности является критерием сравнительной эффективности конструктивно-эксплуатационных решений посевных и других машин, которые могут сравниваться на основе предложенного критерия.

3. С целью повышения эффективности применения зерновых сеялок, основываясь на предлагаемом критерии, необходимо снижение материало- и энергоемкости конструкций и рабочего процесса посевных машин, изыскание и применение новых принципов действия высевальных систем и других рабочих органов.

Список литературы

1. Александров, И. К. Энергетический анализ машинных агрегатов [Текст] / И. К. Александров // Техника в сельском хозяйстве. – 1994. – №3. – С. 2-5.
2. Александров, И. К. Проблемы энергосбережения в сельскохозяйственных машинах и агрегатах [Текст] / И. К. Александров // Техника в сельском хозяйстве. – 1995. – №1. – С. 12-14.
3. Хорунженко, В. Е. Совершенствование методов анализа и технического уровня сельхозмашин [Текст] / В. Е. Хорунженко, Г. М. Пекерман, Л. И. Кондратец, А. М. Кругляков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – №7. – С. 6-8.
4. Маслов, Г. Г. Оценка технического уровня зерновых сеялок и посевных комплексов [Текст] / Г. Г. Маслов, В.Н. Плешаков // Техника в сельском хозяйстве. – 2000. – №6. – С. 19-22.
5. Степанянц, Э.Н. Определение оптимальных параметров пахотных агрегатов методом математического моделирования [Текст] / Э.Н. Степанянц // «Механизация и электрификация сельского хозяйства». – 1975. – №4. – С.31–32.
6. Пиуновский, И. И. Принцип оптимальной энергоемкости технологических процессов и средств механизации в сельскохозяйственном производстве [Текст] / И. И. Пиуновский, В. Р. Петровец, Н. И. Дудко // Вестник БГСА (Горки). – 2016. – т.1, №1. – С. 98-101.
7. Зангиев, А. А. Оптимизация энергонасыщенности трактора с учетом уплотняющего воздействия на почву [Текст] / А. А. Зангиев // Техника в сельском хозяйстве. – 2000. – №2. – С. 34-36.
8. Яцкевич, В. В. О принципе модульного построения сельскохозяйственных мобильных агрегатов [Текст] / В. В. Яцкевич // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982. – №10. – С. 11-14.
9. Агафонов, К. П. Рабочая скорость и энергетика машинно-тракторного агрегата [Текст] / К. П. Агафонов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1979. – №5. – С. 12-15.
10. Александров, И. К. Сопоставление балансов энергопотребления машин непрерывного и периодического действия [Текст] / И. К. Александров // Техника в сельском хозяйстве. – 1995. – №5. – С.15-16.
11. Панков, А. А. Анализ динамики удельного тягового сопротивления рядковых сеялок [Текст] / А. А. Панков, А.В. Щеглов // Наукові праці КНТУ. Техніка в с.-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2012. – Вип.25, ч.1. – С.61-68.
12. Жук, З. Я. Прогнозные исследования основных групп сельхозмашин [Текст] / З. Я. Жук, А. Ю. Победоносцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1991. – №12. – С.6-12.
13. Слепов, В. А. Экономические проблемы механизации сельского хозяйства [Текст] / В.А. Слепов, А.В.Рубцов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1981. – №4. – С.1-3.
14. Коваль, В.Я. Основные закономерности развития и методы совершенствования сельскохозяйственной техники [Текст] / В. Я. Коваль // Збірник наукових праць Луганського сільськогосподарського інституту. – Луганськ: Видавництво ЛСГІ, 1998. – С.23-29.
15. Подураев, Ю.В. Мехатроника: основы, методы, применение [Текст] : учеб, пособие для студентов вузов / Ю.В. Подураев. – М.: Машиностроение, 2006. – 256с.

Victor Aulin, Prof., DSc., Mikhail Chernovol, Prof., DSc., Andrej Pankov, Assoc. Prof., PhD tech. sci., doctoral student

Central Ukrainian national technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Criterion of efficiency of application of grain seeders with mechanical sowing devices

The aim of the research is the substantiation of criterion of efficiency of the use of grain drills with mechanical sowing machines.

On the basis of empirically established regularities of the dynamics of development specific traction resistance and the specific productivity of grain drills justified criterion of the effectiveness of seeding machines, which is a parametric ratio, which determines the efficiency of production and operation of grain drills in relation to rational use of energy. The ratio of energy cost, expressed specific traction resistance, increased specific productivity is an example of the General relationship between costs and efficiency and compares the efficiency of the sowing machine, and various grain seeder can be compared on the basis of the proposed

Specific traction resistance of sowing machinery increases disproportionately to their relative productivity, which leads to a progressive increase in cost disproportionately with decreasing returns, i.e. present value of costs exceeds the performance of the construction efficiency and the use of grain drills. With the aim of increasing the efficiency of grain drills, based on the proposed criteria, it is necessary to reduce material consumption and energy consumption structures and workflow planting machines, research and application of new principles of operation of the sowing systems and other working bodies.

criterion, seeder, resistance, performance, criterion, efficiency, energy, costs

Получено 30.11.17

УДК 631.3.004:631.333:537.86

Б.О. Антипчук, асп.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН України, смт.Глеваха, Київська обл., Україна

E-mail: bogdanantypchuk@ukr.net

Ультразвуковий експериментальний пристрій – основний елемент автоматизованої системи керування положенням ґрунторозпушувача

Для обґрунтування структури та параметрів пристрою оперативного визначення глибини залягання плужної підшви використано аналіз сучасних методів моніторингу фізичного стану ґрунту, метод синтезу технічних засобів і теорію автоматичного управління ними. Розроблено принципову схему та виготовлено експериментальний зразок радіофізичного пристрою визначення глибини залягання плужної підшви. Розроблений радіофізичний пристрій дозволяє визначити глибину залягання плужної підшви в процесі роботи машинно-тракторного агрегата.

щільномір, плужна підшва, ультразвук, звукова хвиля, ґрунторозпушення, датчик-випромінювач, генератор імпульсів, електричний імпульс, швидкість звуку, модуль пружності, щільність ґрунтів

Б. А. Антипчук, асп.

Национальный научный центр «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» НААН Украины, пгт.Глеваха, Киевская обл., Украина

Ультразвуковой экспериментальный прибор – основной элемент автоматизированной системы управления положением почворыхлителя

Для обоснования структуры и параметров устройства для оперативного определения глубины нахождения плужной подошвы использованы анализ современных методов мониторинга физического состояния почвы, метод синтеза технических средств и теорию автоматического управления ими. Разработана принципиальная схема и изготовлен экспериментальный образец радиофизического прибора по определению глубины залегания плужной подошвы. Разработанный радиофизический прибор дает возможность определять глубину залегания плужной подошвы в процессе работы машинно-тракторного агрегата.

твердомер, звуковая волна, разуплотнение почвы, датчик-излучатель, генератор импульсов, электрический импульс, скорость звука, модуль упругости, плотность почв

Постановка проблеми. Агротехнічні заходи основного обробітку ґрунту з економічної точки зору є найбільш енергоємними серед всього комплексу технологічних операцій вирощування та збирання сільськогосподарських культур. Від якості і ефективності обробітку ґрунту залежить ріст і розвиток рослин або ж повна чи часткова руйнація агрегатів ґрунту, що призводить до його переущільнення, а як результат – зниження родючості ґрунту.

Цілеспрямоване керування якістю виконання технологічних операцій (насамперед - розущільнення ґрунту) сприяє підвищенню ефективності рослинництва та збільшенню врожайності сільськогосподарських культур.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Щільність ґрунту є важливою характеристикою, яка показує, в яких умовах ростуть і розвиваються рослини. Саме від щільності залежать усі ґрунтові режими: повітрообмін, водопроникність,

вологоємність, теплоємність, мікробіологічний та окисно-відновний процеси, розвиток кореневої системи рослин. Тому питання утворення плужної підшви внаслідок різних систем обробки ґрунту розглядається в багатьох роботах [2, 5 - 9, 11, 16, 17].

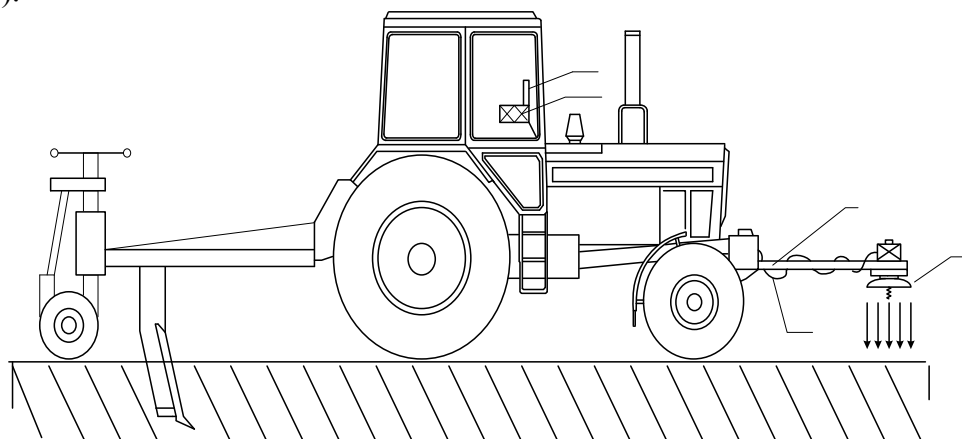
Основи акустики та аналіз поглинаючих ультразвукові хвилі властивостей ґрунтів, які необхідні для створення пристрою визначення глибини залягання плужної підшви, докладно описані в роботах з ультразвукових вимірів [1, 12-15].

Постановка завдання. Технічне забезпечення ефективного розушільнення плужної підшви в сучасних технологіях обробки ґрунту при мінімальних енергетичних затратах та підвищення врожайності сільськогосподарських культур.

Виклад основного матеріалу. Саме закономірності розповсюдження ультразвуку в щільних і рихлих ґрунтах покладені в основу принципу дії експериментального радіофізичного пристрою, який призначений для реалізації методу безперервного хвильового профілювання поля під час руху трактора.

Поширення звукових коливань в будь-якому середовищі залежить від його властивостей. Як відомо в газах та в повітрі ультразвук поширюється з великим згасанням [3], саме тому рихлі ґрунти: піщані та супіщані, які мають великі повітряні фази, поглинають і розсіюють ультразвуковий сигнал. Інша справа з щільними ґрунтами. Під час ущільнення ґрунту вміст у ньому повітряної фази зменшується за рахунок зростання твердої фази, а як відомо з теорії акустики, ультразвуковий сигнал добре відображається від твердих предметів (поверхонь).

Звичайно, ґрунт – це надзвичайно складне для проходження радіохвиль середовище, так як має сильні поглинаючі властивості. Причому ці поглинаючі властивості не є сталими величинами, вони можуть варіювати із збільшенням чи, навпаки, зменшенням в ґрунтах кількості води, повітря, солі [8]. Тобто, всі види ґрунтів мають різну здатність відображати і поглинати звукові хвилі. Але, так як перед нами стоїть задача виявлення саме ущільнених ділянок поля, а плужна підшва простягається вглиб на 25 см, і нам не потрібно сканувати дуже велику глибину, то застосування радіофізичних методів, які базуються на ультразвуковому випромінюванні, є доцільним в даному випадку. І на основі аналізу змін амплітуди і фази високочастотного струму в антені (ультразвуковому перетворювачі) пристрою, прикріпленому до трактора, що рухається, за певними зображеннями на дисплеї виявляються ущільнені ділянки поля і змінюється глибина ходу ґрунторозпушувача (рис. 1).



1 – ультразвуковий датчик-випромінювач; 2 – рама пристрою; 3 – система кабелів живлення та передачі інформації, які з'єднують ультразвуковий датчик-випромінювач з блоком формування, прийому та обробки сигналів; 4 – блок формування, прийому та обробки сигналів; 5 – блок індикації та керування

Рисунок 1 – Схема МТА з автоматизованою системою ґрунторозпушування

Основний принцип роботи експериментального ультразвукового пристрою такий: передавач (генератор імпульсів), який міститься у блоці формування, прийому та обробки сигналів генерує електричний імпульс, ультразвуковий датчик- випромінювач перетворює його в звукову хвилю та посиляє її в ґрунт. Звукова хвиля відбивається від ущільненого шару ґрунту і повертається до датчика-випромінювача, який перетворює її в електричний сигнал. Приймач, який міститься у блоці формування, прийому та обробки сигналів підсилює прийнятий сигнал та відправляє його до мікроконтролера. Мікроконтролер обробляє прийнятий датчиком-випромінювачем сигнал і видає оброблену інформацію на дисплей блока індикації та керування у вигляді зображення, відповідно до якого водій збільшує або зменшує глибину ходу ґрунторозпушувача (функціональна схема пристрою подана на рис. 2). Тривалість зонduючого імпульсу визначає роздільну здатність пристрою. Для підвищення роздільної здатності бажаним є короткий імпульс, але для підвищення відношення сигнал/перешкода потрібен зонduючий імпульс більшої тривалості. Тривалість зонduючого імпульсу знаходиться із співвідношення:

$$\frac{K_{zan}}{f_0} < J < \frac{2H_{max}}{2c} \quad , \quad (1)$$

де K_{zan} – коефіцієнт, що визначає частоту заповнення імпульсу;

H_{max} – максимальна глибина зондування;

f_0 – робоча частота.

Період слідування імпульсів визначається наступним міркуванням – до отримання відбитого від ущільненого шару ґрунту сигналу повторне випромінювання не відбувається. Період зонduючого імпульсу знаходимо за такою формулою:

$$T \geq \frac{2H_{max}}{c} \quad , \quad (2)$$

Пристрій для визначення глибини залягання ущільненого шару ґрунту працює на акустичних і ультразвукових частотах і являє собою імпульсний електронний пристрій, технічні характеристики якого подано в табл. 1.

Таблиця 1 – Технічні характеристики експериментального ультразвукового пристрою по визначенню глибини залягання плужної підшви

Робоча частота	400 кГц
Вихідна потужність	200 Вт
Максимальна глибина виміру	4-5 м
Напруга живлення	12 В
Швидкість роботи датчика	До 60 км/год
Оптимальна швидкість роботи датчика	До 10 км/год

За характером відображення звукових хвиль можна навіть визначати тип ґрунту [4], що показали попередні досліді. Якщо зворотня хвиля відображається не в повному обсязі – це означає, що ґрунт піщаний або глинистий, тому що звукові хвилі проходять крізь такі ґрунти і відбиваються в зворотньому напрямку лише частково (на дисплеї в такому випадку з’явиться тонка лінія), якщо ж відбиття відбувається досить швидко,

тоді це свідчить про те, що на даній ділянці поля ґрунт ущільнений (на дисплеї пристрою це буде відображено широкою полосою). За наявності повітряної ями звукова хвиля взагалі не буде відбита, а розсіється в повітрі (про що згадувалось вище). Також хвиля може мати подвійний ефект відбиття: якщо на поверхні залягає шар м'якого ґрунту, то хвиля проходить крізь нього, знижуючи свою швидкість, а падаючи на ущільнений шар, з новою силою відбивається від нього (на дисплеї пристрою буде відповідне зображення).

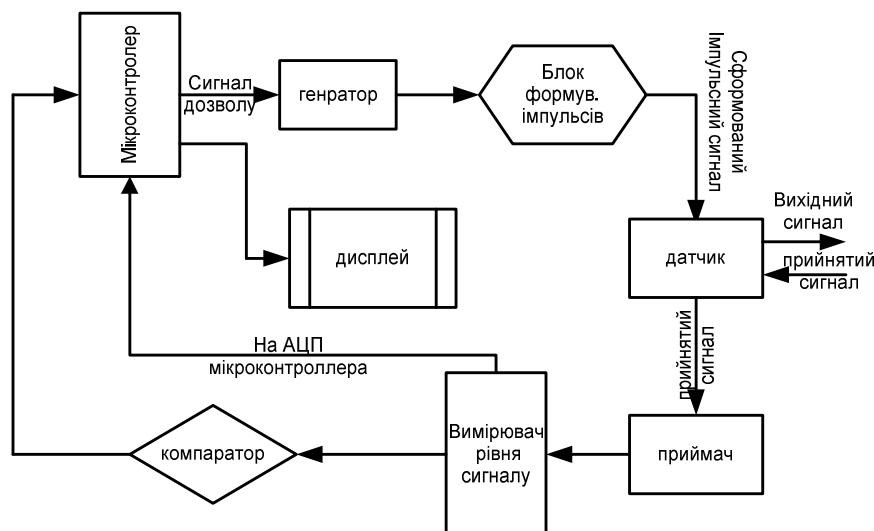


Рисунок 2 – Функціональна схема пристрою оперативного визначення глибини залягання плужної підшви

Саме на вимірі проміжку часу з моменту випромінювання ультразвукового імпульсу до моменту його прийому після відбиття від ущільненого шару ґрунту базується принцип роботи ультразвукового датчика – перетворювача визначення глибини залягання плужної підшви. Даний проміжок часу визначається за формулою:

$$t = \frac{2H}{c}, \quad (3)$$

де H – глибина залягання ущільненого шару ґрунту (м);

c – швидкість розповсюдження звуку в ґрунті;

t – час проходження звукового сигналу з моменту випромінювання до прийому після відбиття.

Швидкість розповсюдження звуку в ґрунті визначається за формулою для твердого середовища [3]:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (4)$$

де E – модуль пружності;

ρ – щільність.

До речі, більшість ґрунтів мають щільність від 1000 до 1500 кг/м³, а швидкість розповсюдження звуку в ґрунтах коливається в основному від 85 до 180 м/с.

Висновки. Застосування автоматизованої системи ґрунторозпушення з основним елементом – експериментальним радіофізичним пристроєм, дія якого базується на методі ультразвукового випромінювання, дозволяє досить оперативно

виявити ущільнені ділянки поля, що обробляється, уникати поверхневого розпушення ґрунту, а як результат – покращення живлення кореневої системи і підвищення врожайності, а також мінімізація негативного впливу техніки на структуру родючих прошарків ґрунту. За попередніми підрахунками, автоматизована система керування положенням ґрунторозпушувача дозволить зменшити витрати палива до 20% та підвищити продуктивність машини приблизно на 9-10 %.

Список літератури

1. Бриндли, К. Измерительные преобразователи [Текст] : справочное пособие / К. Бриндли ; пер. с англ. Е. И. Сычева. – М. : Энергоатомиздат, 1991. – С. 102-103.
2. Воронин, А. Д. Основы физики почв [Текст] / А. Д. Воронин. – М. : МГУ, 1986. – 243 с.
3. Георадиолокация [Электронный ресурс] // Википедия. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/>
4. Исакович, М. А. Общая акустика [Текст] : учеб. пособие / М. А. Исакович. – М. : Наука, 1973. – С. 386-392.
5. Крикунов, В. Г. Ґрунти та їх родючість : підручник. – К. : Вища шк., 1993. – С. 25-38.
6. МIRONENKO, В. Г. Інтегровані системи автоматичного управління технологічними процесами у рослинництві [Текст] / В. Г. МIRONENKO, О. О. БРОВАРЕЦЬ // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2015. – Вип. №1 (100). – С. 31-40.
7. МIRONENKO, В. Г. Передумови та особливості створення елементів штучного інтелекту в системах оперативного керування АПК [Текст] / В. Г. МIRONENKO // Вісник аграрної науки. – 2016. - № 5. – С. 47-51.
8. МIRONENKO, В. Г. Технічні засоби забезпечення якості виконання технологічних процесів у рослинництві [Текст] : монографія / В. Г. МIRONENKO. – К. : НАУ, 2005. – 271с.
9. НЕРПИН, С. В. Физика почвы [Текст] / С. В. НЕРПИН, А. Ф. ЧУДНОВСКИЙ. – М. : Наука, 1967. – 584с.
10. ПАСТУШЕНКО, С. И. Оптимизация сельскохозяйственных технических систем [Текст] / С. И. ПАСТУШЕНКО // Техніка АПК. – 1999. - №8. – С. 12-15.
11. ПІКОВСЬКА О. В. Щільність ґрунту за різних систем його обробітку // Пропозиція. – 2013. - № 9. – С. 68-71.
12. Распространение радиоволн [Текст] / О. И. Яковлев, В. П. Якубов, В. П. Урядов, А. Г. Павельев; под. ред. О. И. Яковлева. – М. : ЛЕНАРД, 2009. – 496 с.
13. СУГАК, В. Г. О противоречии данных подповерхностного зондирования теоретическим моделям диэлектрических характеристик пород грунта [Текст] / В. Г. СУГАК, А. В. БОНДАРЕНКО, А. В. СУГАК // Радиофизика и электроника. – 2012. – Т. 3(17). – № 1. – С. 19-29.
14. Ультразвук. Маленькая энциклопедия [Текст] / глав. ред. И. П. Голямина. – М. : Сов. энциклопедия, 1979. – С. 124-126, 150, 2030-231, 299, 340.
15. Ультразвуковые измерения // Методические рекомендации по применению сейсмоакустических методов для изучения физико-механических свойств связных грунтов / сост. О. П. АНИКИН. – М., 1976. – С. 46-51.
16. Application of multivariate geostatistics in delineating management zones within a gravelly vineyard using geo-electrical sensors. Morari, F.I, Castrignanò, A.2, Pagliarin, C.I. Computers & Electronics in Agriculture; Aug. 2009, Vol. 68 Issue 1. – P. 97-107, 11p.
17. I. J. Won and Haoping Huang. Magnetometers and electro-magnetometers. THE LEADING EDGE. – May 2004. – P. 26-29.

Bohdan Antypchuk, post-graduate

National Scientific Center «Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture» of the NAAS of Ukraine, town Glevaha, Kiev region, Ukraine

The ultrasonic experimental device - a basic element of an automated control system for position of the ripper of the soil

Effective demultiplexer soil density. Prevention of final or partial destruction of units of the soil. Improvement of food and development of root system of agricultural plants.

Rationale for the structure and parameters of the device operational definition of depth of soil density used analysis of modern methods of monitoring the physical condition of the soil, the method of synthesis of

technical means and theory of automatic control and mathematical modeling of automatic control provisions ripper based on information ultrasonic sensor density of the soil.

The schematic diagram is developed and the experimental sample of the radio physical device of determination depth of distribution of soil density.

The developed radio physical device gives the chance to determine depth of distribution of soil density in the course of work of the tractor.

soil density, ultrasound, sound wave, generator of impulses, sensor radiator, sound speed

Одержано 25.10.17

УДК 621.89

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, С.В. Лисенко, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, E-mail: AulinVV@gmail.com

Д.О. Великодний, доц., канд. техн. наук

Автотранспортний коледж "Криворізький національний університет", м.Кривий Ріг, Україна

А.Б. Гупка, канд. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, м. Тернопіль, Україна

Масштабно-рівневий підхід до аналізу процесів в матеріалах трибоспряжень деталей мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки

Для важких та екстремальних умов експлуатації спряжень деталей мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки розглянуто трибологічну ситуацію їх фрикційного контакту у різних режимах тертя з різноманітним характером протікання процесів на різних масштабних рівнях. Визначено, що характер і спрямованість цих процесів на кожному масштабному рівні істотно різні. Результати досліджень виявили синергетичний і конкурентний взаємовплив процесів і реакцій, що відбуваються на різних масштабних рівнях матеріалів зони тертя спряжень деталей з високою ймовірністю енерго-інформаційного обміну між різними масштабними рівнями аналізу зони тертя. Показано, що в граничних мастильних шарах можуть протікати процеси самоорганізації під впливом зміни інформаційної ентропії, які дають можливість створювати інтелектуальні триботехнології (SMART-self technology) та інтелектуальні мастильні матеріали.

Виявлено, що стандартні фізико-хімічні властивості мастильних матеріалів у зоні тертя в повному обсязі проявляють себе на макрорівні. На мезорівні істотну роль відіграють одиничні властивості мастильних матеріалів, а на мікро- і нанорівні їх вплив зводиться до мінімуму. На цих рівнях на протікання процесів в мастильних матеріалах трибоспряжень зразків і деталей впливає, в основному, мікродисперсність їх початкових компонентів. Вони можуть бути і нанодисперсними. На нанорівні роль контактних властивостей мастильних матеріалів істотно зменшується і набуває чинності інші закономірності, що унеможливають прогнозування їх ефективності в умовах режимів граничного тертя, за фізико-хімічними властивостями. Встановлено, що без урахування мезо-, мікро- і наноефектів і явищ прогнозувати вплив мастильних речовин на основні триботехнічні показники, такі як коефіцієнт тертя, інтенсивність зносу, протизадирна здатність та інші практично неможливо.

мобільна сільськогосподарська та автотранспортна техніка, масштабно-рівневий підхід, трибоспряження деталей, поверхневий шар, мастильний матеріал, синергізм, триботехнологія, трибоплазма

© В.В. Аулін, С.В. Лисенко, Д.О. Великодний, А.Б. Гупка, 2017

В.В. Аулин, проф., д-р техн. наук, С.В. Лысенко, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет

Д.А. Великодний, доц., канд. техн. наук

Автотранспортний коледж "Криворозький національний університет", г.Кривий Ріг, Україна

А.Б. Гупка, канд. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, г. Тернопіль, Україна

Масштабно-уровневый подход к анализу процессов в материалах трибосопряжений деталей мобильной сельскохозяйственной и автотранспортной техники

Для тяжелых и экстремальных условий эксплуатации сопряжений деталей мобильной сельскохозяйственной и автотранспортной техники рассмотрено трибологическую ситуацию их фрикционного контакта в различных режимах трения с разнообразным характером протекания процессов на различных масштабных уровнях. Определено, что характер и направленность этих процессов на каждом масштабном уровне существенно различны. Результаты исследований выявили синергетическое и конкурентное взаимовлияние процессов и реакций, происходящих на различных масштабных уровнях материалов зоны трения сопряжений деталей с вероятностью энерго-информационного обмена между различными масштабными уровнями анализа зоны трения. Показано, что в граничных смазочных слоях могут протекать процессы самоорганизации под влиянием информационной энтропии, которые дают возможность создавать интеллектуальные триботехнологии (SMART-self technology) и интеллектуальные смазочные материалы.

Выявлено, что стандартные физико-химические свойства смазочных материалов в зоне трения в полном объеме проявляют себя на макроуровне. На мезоуровне существенную роль играют единичные свойства смазочных материалов, а на микро- и наноуровне их влияние сводится к минимуму. На этих уровнях на протекание процессов в смазочных материалах трибосопряжений образцов и деталей влияет, в основном, микродисперсность их исходных компонентов. Они могут быть и нанодисперсные. На наноуровне роль контактных свойств смазочных материалов существенно уменьшается и вступает в силу другие закономерности, которые делают невозможным прогнозирование их эффективности в условиях режимов граничного трения, по физико-химическим свойствам. Установлено, что без учета мезо-, микро- и наноэффектов и явлений прогнозировать влияние смазочных веществ на основные триботехнические показатели, такие как коэффициент трения, интенсивность износа, противозадирную способность и другие практически невозможно.

мобильная сельскохозяйственная и автотранспортная техника, масштабно-уровневый подход, трибосопряжения деталей, поверхностный слой, смазочный материал, синергизм, триботехнология, трибоплазма

Постановка проблеми. Мобільна сільськогосподарська (МСГТ) та автотранспортна (АТТ) техніка працює у важких та екстремальних умовах сільськогосподарського виробництва: істотна запиленість, абразивне зношування спряжень деталей систем і агрегатів, знакозмінне навантаження, нестаціонарний режим експлуатації та інші. Найбільший відсоток її відмов спричиняють процеси тертя та зношування спряження деталей в різних режимах тертя, передусім в умовах граничного мащення [1, 2].

В якості тертя і зношування спряжень деталей у важких та екстремальних умовах експлуатації розглянуто трибологічну ситуацію їх фрикційного контакту у різних режимах тертя з різноманітним характером протікання процесів. У випадку граничного тертя поверхневі шари матеріалів деталей систем і агрегатів МСГТ і АТТ супроводжують інтенсивні пластичні деформації, високі контактні температури і напруження, ударні силові дії.

Що стосується ролі мастильних матеріалів в цих процесах, то до них пред'являються особливі вимоги, засновані на фізичних уявленнях про механізм граничного тертя і зношування в умовах пластичної деформації [2, 3]. При цьому важливо розмежувати процеси, що протікають в матеріалах трибосопряжень деталей та мастильних матеріалах, розглянувши їх на різних масштабних рівнях. Такий підхід дає широкі можливості більш точного управління станом поверхневих шарів деталей та

мастильного середовища і їх ресурсами.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загальновизнано [1, 3], що вирішальним чинником при трибологічному аналізі фрикційного контакту спряжень зразків і деталей є масштабний фактор, відповідно до якого процеси в неоднорідній зоні тертя можна розглядати на наступних масштабних рівнях: макрорівень, мезорівень, мікрорівень і нанорівень. Оскільки межі між цими рівнями розмиті, то кожному рівню зони тертя відповідають специфічні закономірності процесів, що протікають, трибохімічні та хімічні реакції та явища. Зазначимо, що при цьому має місце синергізм процесів [4-6], що відносяться до різних масштабних рівнів.

З положення про багаторівневість дослідження зони тертя випливає твердження про те, що найважливішою якістю активного компонента мастильного матеріалу є їх дисперсність. Дослідження, проведенні в роботах [7, 8] показали, що дисперсність компонентів стосується усіх видів мастильних композицій, починаючи з водних розчинів електролітів, композиційних олив і закінчуючи твердомастильними речовинами. Зазначимо, що недооцінка ролі дисперсності початкових компонентів мастильного матеріалу призводить до невизначеності в інтерпретації результатів трибологічних випробувань ідентичних матеріалів.

Постановка завдання. Використовуючи масштабно-рівневий підхід проаналізувати процеси, що протікають в мастильних середовищах та поверхневих шарах деталей трибоспрямих систем і агрегатів МСГТ і АТТ, на основі яких виявити можливість створення новітніх триботехнологій припрацювання та відновлення.

Виклад основного матеріалу. Основним підходом до аналізу різних видів трибологічних явищ в зоні важконавантажувальних граничних контактів деталей є енергетично-ентропійний. Проте характер і спрямованість процесів на кожному масштабному рівні істотно різні. Немає підстав стверджувати, як це здійснюється у багатьох дослідженнях, що при терті обов'язково відбувається дисипація енергії, і ентропія трибоспрямих деталей завжди зростає. Якщо таке твердження справедливе для макрорівня і частково – для мезорівня, то на мікро- і нанорівні цілком реальні процеси самоорганізації мікро- та наноструктурних утворень і зниження ентропії спряжень деталей як триботехнічної нерівноважної системи. Ґрунтуючись на загальних принципах термодинаміки нерівноважних процесів, аналіз термодинамічної ситуації на конкретному фрикційному контакті спряження деталей слід проводити на кожному масштабному рівні.

Важливим енергетичним параметром трибологічних явищ в мастильному середовищі є енергія активації трибохімічних або хімічних реакцій [7, 8]. Дослідження свідчать, що практично усі процеси, що відбуваються в зоні тертя, особливо процеси зношування трибоспрямих деталей, є енергоактиваційними. При цьому активаційними факторами матеріалів деталей, виходячи з положень фізичної мезомеханіки, є хвилі пружних і пластичних напружень, температурні градієнти, емісія електронів зі свіжо розкритих або ювенільних поверхонь тертя, каталітична дія твердих поверхонь і продуктів деструкції мастильних матеріалів, зокрема вільних радикалів та ін.

Кінетика трибохімічних та хімічних реакцій, що активуються в зоні тертя, також повинна розглядатися окремо на кожному масштабному рівні. Оскільки відомо, що адсорбція молекул з газової фази відбувається практично миттєво [9] та усі реакції на мікро- та нанорівні протікають з надвисокими швидкостями, тоді як на макрорівні швидкості трибохімічних та хімічних процесів цілком конкретні.

Результати досліджень дають підставу для виявлення синергетичного і конкурентного взаємовпливів процесів і реакцій, що відбуваються на різних масштабних рівнях матеріалів зони тертя спряжень деталей. При цьому характерним є

висока ймовірність енерго-інформаційного обміну між різними масштабними рівнями аналізу зони тертя. Враховуючи принципи І.Пригожина [10, 11] та Г.Циглера [10, 12, 13], виявлено можливість адаптації фізико-хімічних процесів до зовнішнього, робочого (мастильного) та технологічного середовищ. З'ясовано, що в граничних мастильних шарах можуть протікати процеси самоорганізації під впливом інформаційної ентропії. Зазначене свідчить, що у таких випадках можна говорити про інтелектуальні триботехнології (SMART-self technology), та інтелектуальні мастильні матеріали [14, 15].

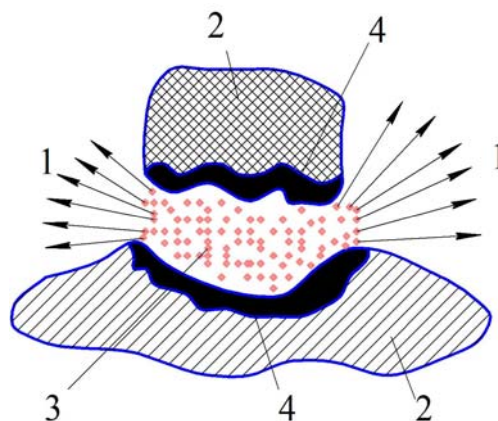
Дослідження зон тертя трибоспрямижень деталей дали можливість виявити основні причини трибохімічних і хімічних реакцій при наявності активних мастильних середовищ та ймовірні їх масштабні рівні прояву. Отримані результати представлені в табл. 1.

Великий інтерес при створенні триботехнологій припрацювання і відновлення представляє процес утворення трибоплазми в трибоспрямиженнях деталей. Сутність процесу полягає в наступному: у момент удару частин зносу або складової речовини присадки або добавки об поверхню спряжених зразків або деталей, а також зіткнення мікрошорсткостей поверхонь в області їх контакту, в зоні сублімікроскопічної деформації, відбувається квазіадіабатична акумуляція енергії, тобто її сконцентрованість.

Таблиця 1 – Причини трибохімічних реакцій в зоні тертя при наявності компонентів хімічно-активних речовин (ХАР) на різних масштабних рівнях їх прояву

Причина трибохімічних реакцій	Масштабний рівень їх прояву
Пружні напруження	макро-
Пластичні напруження	макро-, мікро-, мезо-
Коливальні стани рівноважної триботехнічної системи.	макро-, мезо-
Коливальні стани в нерівноважній триботехнічній системі	мезо-
Трибоелектронна емісія	нано-, мікро-, мезо-
Трибоелектричне збудження	мезо-
Трибокatalіз	мікро-, нано-
Міграція дефектів ґраток, структурні ефекти	мезо-, мікро-, нано-
Спотворення якості поверхні тертя	макро-, мезо-
Утворення свіжої поверхні тертя	мезо-, мікро-, нано-
Утворення трибоплазми	нано-

При цьому на дуже короткому проміжку часу утворюються збуджені високі енергетичні стани та значно послаблюються ґратки матеріалів поверхневих шарів зразків або деталей, спостерігаються руйнування їх структури, пов'язані з викидом атомів і електронів, а також в деяких випадках можливі збудження фотонів. Схема моделі зазначеного утворення трибоплазми наведена на рис. 1.



- 1 – екзоemisія електронів; 2 – неспотворена структура матеріалу мікрочастинки і зразка (деталі);
3 – трибомікроплазма; 4 – знеміцнена структура матеріалів мікрочастинки, зразка (деталі)

Рисунок 1 – Схематичне зображення моделі трибоплазми, яка утворюється (проявляється) при зіткненні мікрочастинки з твердою поверхнею зразка або деталі

Через те, що трибоплазма в трибоспряженні зразків і деталей може виникати на короткий час, то при цьому розподіл Максвелла-Больцмана по енергіях не устигає встановитися. В таких випадках не має сенсу говорити про рівноважні температури, і трибохімічні процеси, що протікають у збудженій фазі, а спостережувані явища не можна описати законами рівноважної термодинаміки. Зазначимо, що перетворення в трибоплазмі мають стохастичний характер і в процесі релаксації трибоплазми виникає безліч фізичних процесів, які ініціюють різні трибохімічні і хімічні реакції.

При використанні триботехнологій припрацювання та відновлення можна очікувати, що наслідком деяких зазначених реакцій стане утворення наноматеріалів і наноструктур на поверхнях тертя матеріалів спряжених зразків або деталей. Відомо, що основним способом отримання нановуглецевих матеріалів (фулеренової сажі) є плазмовий. Це дає підстави для підвищення ефективності режиму граничного тертя розробкою нових триботехнологій припрацювання і відновлення.

Розвиваючи запропонований підхід розглянуто роль сукупності фізико-хімічних властивостей мастильних матеріалів у зоні тертя, які визначаються стандартними загальновідомими методами, та їх контактних властивостей, що проявляються при взаємодії мастильних матеріалів з поверхнями тертя зразків або деталей на різних масштабних рівнях їх аналізу. Результати досліджень відображені в табл. 2.

Можна бачити, що стандартні фізико-хімічні властивості мастильних матеріалів у зоні тертя в повному обсязі проявляють себе на макрорівні. На мезорівні істотну роль відіграють одиничні властивості мастильних матеріалів, а на мікро- і нанорівні їх вплив зводиться до мінімуму. На цих рівнях на протікання процесів в мастильних матеріалах трибоспряжень зразків і деталей впливає, в основному, мікродисперсність їх початкових компонентів. Вони можуть бути і нанодисперсними. На нанорівні роль контактних властивостей мастильних матеріалів істотно зменшується і набуває чинності інші закономірності, що унеможливають прогнозування їх ефективності в умовах режимів граничного тертя за фізико-хімічними властивостями. Встановлено, що без урахування мезо-, мікро- і наноефектів і явищ передбачити вплив мастильної речовини на основні триботехнічні показники такі, як коефіцієнт тертя, інтенсивність зносу, протизадирна здатність та інші також неможливо.

Таблиця 2 – Роль фізико-хімічних і контактних властивостей мастильних матеріалів у трибоспряженні зразків і деталей при дослідженні на різних масштабних рівнях зони тертя.

Масштабний рівень дослідження мастильного матеріалу	Фізико-хімічні властивості мастильних матеріалів у зоні тертя	Контактні властивості мастильних матеріалів
Макро	Густина, в'язкість, поверхневий натяг, кислотність, рН (для водних розчинів, мастильних середовищ), електропровідність, діелектрична проникність, теплопровідність, теплоємність, температуропровідність	Крайовий кут змочування, розтікаємість, коефіцієнт тепловіддачі, охолоджувальна (теплоізолююча) здатність, товщина початкової мастильної плівки
Мезо	Випаровуваність, розчинність газів	Властивості граничних мастильних шарів(товщина, міцність зчеплення з підкладкою, прогностичні характеристики), адсорбційна і хемосорбційна активність, енергія активації утворення хімічно модифікованих шарів
Мікро	Мікрореологічні властивості (п'єзоефіцієнт в'язкості), хімічний потенціал	Мікрокапілярні властивості.
Нано	Дисперсність вихідних наноконпонентів	Наноструктура субтонких шарів на межах поділу фаз, енергія активації хімічних модифікованих шарів.

Висновки:

1. Виявлено, що зазначений масштабно-рівневий підхід аналізу процесів в матеріалах зони тертя при впливі робочого (технологічного) та зовнішнього середовищ на трибологічну ситуацію, дозволяє пояснити ефекти синергізму, що експериментально спостерігаються при реалізації різних триботехнологій з використанням хімічно-активних присадок і добавок до моторних і трансмісійних олів.

2. Показано, що синергізм проявляється в результаті взаємовпливу процесів енерго-інформаційного обміну на різних масштабних рівнях аналізу зони тертя трибоспряжень зразків або деталей з утворенням трибоплазмового стану мастильного матеріалу.

3. Ретельний аналіз активації трибохімічних і хімічних реакцій на кожному масштабному рівні дозволяє розробити нові інноваційні мастильні композиції та створити ефективні триботехнології припрацювання і відновлення деталей трибоспряжень систем і агрегатів мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки.

4. Даний підхід можна застосувати для аналізу процесів, що відбуваються як в мастильних матеріалах, так і в матеріалах поверхневих шарів зразків і деталей з метою створення SMART-self technology зміцнення та відновлення, що вимагає ретельних подальших досліджень.

Список літератури

1. Аулін, В.В. Трибофізичні основи підвищення зносостійкості деталей та робочих органів сільськогосподарської техніки [Текст] : дис. ...д-ра техн. наук: 05.02.04. / Аулін Віктор Васильович. – Кіровоград, 2014. – 438с.
2. Аулін, В.В. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення: монографія [Текст] / Аулін В.В. [та ін.]; за ред. проф. Ауліна В. В. – Кропивницький: Лисенко В.Ф., 2016. – 303 с.
3. Мышкин, Н.К. Трение и износ, смазка [Текст] / Н.К. Мышкин, М.И. Петроковец. – М: Физматгиз, 2004. – 368с.
4. Аулін, В.В. Фізичні основи процесів і станів самоорганізації в триботехнічних системах [Текст] : Монографія / В.В. Аулін. – Кіровоград: Видавець Лисенко В.Ф., 2014. – 370с.
5. Буданов, В.Г. О методологии синергетики [Текст] / В.Г. Буданов // Вопросы философии. – 2006. – №5. – С.79-94.
6. Бершадський, Л.И. Структурная термодинамика трибосистем [Текст] / Л.И. Бершадський. – К.Знание, 1990 – 30с.
7. Погодаев, Л.И. Структурно-энергетические модели надежности материалов и деталей машин [Текст] / Л.И. Погодаев, В.Н. Кузьмин. – СПб.: Издательство АТФ, 2006. – 608с.
8. Хайнике, Г. Трибохимия [Текст] / Г. Хайнике ; Пер. с англ. М. Г. Гольдфельда. – М.: Мир, 1987. – 582 с.
9. Бердичевский, Е.Г. Смазочно-охлаждающие технологические средства для обработки материалов. Справочник [Текст] / Е.Г. Бердичевский. – М.: Машиностроение, 1976. – 224с.
10. Пригожин, И.Р. Термодинамическая теория структуры, устойчивости и флуктуации [Текст] / И.Р. Пригожин, П. Глендорф. – М.: Мир, 1973. – 468с.
11. Мартюшев, Л.М. Производство энтропии и морфологический переходы при неравновесных процессах [Текст] : автореф. дис. ... д-ра физ.-мат. наук: спец. 01.04.14 "Теплофизика и теоретическая теплотехника" / Мартюшев Леонид Михайлович; Урал. федер. ун-т им. первого Президента России Б. Н. Ельцина. – Екатеринбург, 2010. – 32с.
12. Циглер, Г. Экстремальные принципы термодинамики необратимых процессов и механика сплошной среды [Текст] / Г. Циглер – М.: Мир, 1966. – 134с.
13. Делас, Н.И. Принцип максимальности производства энтропии в эволюции макросистем: некоторые новые результаты [Текст] / Н.И. Делас // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014. – Т.6, №4 (72). – С.16-23.
14. Dewar, R.C. Maximum entropy production and the fluctuation theorem [Text] / R.C. Dewar // Journal of Physics A: Mathematical and General. – 2005. Vol. 38, Issue 21. – P.L371 – L.381. doi: 10.1088/0305-4470/38/21/101.
15. Niven, R.K. Steady state of a dissipative flow-controlled system and the maximum entropy production principle [Text] / R.K. Niven // Physical Review E. – 2009. – Vol. 80, Issue 2. – P.021113. doi: 10.1103/physreve. 80.021113.

Viktor Aulin, Prof., DSc., Sergiy Lysenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Denys Velykodnyi, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Motor Transport College "Krivoy Rog National University", Kryvyi Rih, Ukraine

Andriy Hupka, PhD tech. sci.

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, Ukraine

A scale-level approach to the analysis of processes in materials of tribo-conjugate parts of mobile agricultural and motor vehicles

For severe and extreme conditions of operation of mating parts of mobile agricultural and motor transport equipment, the tribological situation of their frictional contact in various friction modes with a diverse process pattern at various scale levels is considered. It is determined that the character and direction of these processes at each scale level are essentially different. The results of the research revealed a synergistic and competitive interaction of processes and reactions occurring at different scale levels of materials of the zone of friction of the interfaces of parts with the probability of energy-information exchange between different scale levels of analysis of the friction zone. It is shown that in the boundary lubricating layers processes of self-organization under the influence of information entropy can take place, which make it possible to create intellectual tribotechnologies (SMART-self technology) and intelligent lubricants.

It was found that the standard physicochemical properties of lubricants in the friction zone fully

manifest themselves at the macro level. On the meso level, a single role is played by the single properties of lubricants, and at the micro- and nanoscale their influence is minimized. At these levels, the flow of processes in the lubricants of the tribosupply of samples and parts is influenced, in the main, by the microdispersion of their initial components. They can also be nanodispersed. At the nanoscale, the role of the contact properties of lubricants is significantly reduced and other regularities that make it impossible to predict their effectiveness under conditions of boundary friction regimes, according to physico-chemical properties, become effective. It has been established that without the consideration of meso, micro and nanoeffects and phenomena, it is practically impossible to predict the effect of lubricants on the main tribotechnical indices, such as coefficient of friction, wear rate, anti-seize ability, and others.

mobile agricultural and road transport equipment, scale-level approach, tribocrete of parts, surface layer, lubricant, synergism, tribotechnology, triboplasm

Одержано 30.10.17

УДК 631.352.2

А.В. Бабій, доц., канд. техн. наук, М.І. Цепенюк, доц., канд. техн. наук

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна

E-mail: ababiy@ukr.net

Підвищення ефективності різання при роботі сегментно-пальцевого різального апарату

У роботі проведено аналіз геометричних параметрів різальної пари сегментно-пальцевого різального апарату, які впливають на надійність захоплення стебел при їх зрізуванні. Наведено одне з конструктивних рішень, що направлено на зменшення кута розхилу різальної пари та забезпечення малих критичних кутів защемлення рослин. Отриманий ефект дозволяє надійно захоплювати рослини навіть при затуплених лезах різальних елементів.

сегментно-пальцевий різальний апарат, кут защемлення, різальна пара, хід ножа, сегмент, протирізальна пластина

А.В. Бабий, доц., канд. техн. наук, М.И. Цепенюк, доц., канд. техн. наук

Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, г. Тернополь, Украина

Повышение эффективности резания при работе сегментно-пальцевого режущего аппарата

В работе проведен анализ геометрических параметров режущей пары сегментно-пальцевого режущего аппарата, которые влияют на надежность захвата стеблей при их срезании. Приведено одно из конструктивных решений, которое направлено на уменьшение угла раствора режущей пары и обеспечения малых критических углов защемления растений. Полученный эффект позволяет надежно захватывать растения даже при затупленных лезвиях режущих элементов.

сегментно-пальцевый режущий аппарат, угол защемления, режущая пара, ход ножа, сегмент, противорезающая пластина

Постановка проблеми. Розвиток сільськогосподарського машинобудування ставить перед конструкторами все нові й нові задачі. Серед них – підвищення продуктивності сучасних збиральних машин, зокрема зернозбиральних комбайнів. Різальні апарати таких машин хоч і мають достатню продуктивність, але їх робота не завжди є задовільною. Особливо це проявляється при затупленні лез різальних кромок

для апаратів підпорного зрізу. Тут часто можна спостерігати висковзування рослин з розхилу різальної пари із-за нездатності втримати рослину до повного її перерізання. Кути защемлення стебел, що утворені в розхилі різальної пари, є постійними при плоско-паралельному русі леза сегмента до леза протирізальної пластини для їх класичної конструкції, що не завжди дозволяє створити критичний кут защемлення стебла рослини при різному його фізичному стані.

Тому наслідком роботи такого різального апарата є зниження продуктивності роботи, підвищення відносних швидкостей різання, погіршення якості зрізування рослин тощо.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Виконуючи аналіз проведених досліджень, автори, які розвивають дану проблематику, пропонують різні варіанти таких рішень. Основним і найбільш ефективним з них є виконання насічок на ріжучих кромках різальної пари [1-2]. За рахунок високих питомих тисків насіченої поверхні на рослину, вона надійно втримується та перерізається. Використовуючи такий підхід, апарат відмінно працює до моменту зношування (руйнування) елементів насічки. Далі можливе висковзування рослини з розхилу різальної пари, що значно погіршує якість роботи різального апарата.

Процес різання при виробництві сільськогосподарської продукції є дуже поширеним. Розділення різанням зустрічається чи не в кожній технології вирощування продукції рослинництва. Найбільш наглядно цю операцію виконують різальними апаратами машин для заготівлі кормів, зерно- та кукурудзозбиральних комбайнів. За класичним визначенням розрізняють безпідпорне та підпорне зрізування. Щодо безпідпорного зрізування, то цей спосіб має ряд переваг та недоліків. Він не підходить для збирання хлібостою зернових та зернобобових культур, оскільки не можливо забезпечити «лагідного» зрізування вказаних культур. На противагу цьому способу застосовують апарати підпорного зрізу – сегментно-пальцеві, безпальцеві (двоножові) тощо. Такі апарати вимагають значно нижчих швидкостей різання. Якщо для сегментно-пальцевого різального апарата достатньою є відносна швидкість різання в межах 2 м/с, то для апаратів безпідпорного зрізування – від 20 м/с для грубостебельних рослин і від 40-50 м/с для тонкостебельних рослин. Ці кінематичні параметри мають безпосередній вплив на енергоспоживання різальними апаратами та сам процес зрізування рослини і збудження в її стеблі коливальних [3, 4].

За аналізом використання різних типів різальних апаратів, сегментно-пальцеві є найбільш поширеними в конструкціях збиральних сільськогосподарських машин. Їх робота є цілком задовільною, якщо витримані кінематичні режими роботи, вони перебувають в задовільному технічному стані та належним чином відрегульовані. З практичного досвіду відомо, що в процесі експлуатації найчастіше порушуються зазори між елементами різальної пари та затуплюється різальна кромка. Ці фактори призводять до неякісної роботи такого різального апарата. Наслідком є висковзування стеблин з розхилу різальної пари із-за зменшення критичного кута защемлення [5].

Якщо розглядати різальну пару – гладкий сегмент та протирізальну пластину з насічками, то для зрізування трав при вологості 40 % такими елементами, критичний кут защемлення рослин становить $70-75^{\circ}$, а при затупленому сегменті – $65-67^{\circ}$. Для різальної пари – гладкі сегмент та протирізальна пластина, цей кут становить $45-50^{\circ}$ (при нормальній гостроті різальних кромок або протирізальна пластина притуплена); якщо сегмент затуплений, протирізальна пластина гостра – $25-35^{\circ}$; якщо обидва елементи різальної пари затуплені, то критичний кут защемлення лежить в межах $22-25^{\circ}$ [6]. На даному етапі дослідження вплив зазору в елементах різальної пари не

розглядаємо, окремі висновки зроблені в роботі [7]. Тут враховуватимемо тільки зміну критичного кута защемлення рослини в розхилі різальної пари при зміні кута тертя.

З аналізу критичних кутів защемлення рослин маємо, що якісний зріз можливий при гострих лезах сегмента та протирізальної пластини, коли цей кут становить $70-75^{\circ}$ та $22-25^{\circ}$, якщо леза є затупленими. Отже, діапазон зміни кута защемлення на період експлуатації різальної пари звужується від 75° до 22° . Але, розглядаючи класичні різальні пари, робочі кромки яких одна по відношенню до іншої здійснюють плоско-паралельні рухи, кут защемлення (розхилу різальної пари) залишається постійним. Для різних типів різальних апаратів з ходом ножа S (t – відстань між центрами сегментів, t_0 – відстань між пальцями): $S=t=t_0=76,2$ мм, кути розхилу різальної пари для відмінних конструкцій різальних апаратів становлять: $30^{\circ}30'$, $32^{\circ}50'$, $36^{\circ}20'$; $S=2t=2t_0=1524$ мм – $30^{\circ}30'$; $S=t=2t_0=1016$ мм – $46^{\circ}10'$; $S=t=2t_0=76,2$ мм – $33^{\circ}10'$; $S=t=1,5t_0=76,2$ мм – $38^{\circ}40'$; $S=t=t_0=90$ мм – $45^{\circ}40'$; $S=2t=2t_0=101$ мм – 24° [6].

З цього випливає, що при використанні різальної пари з прямолінійними різальними кромками і для окремого типу різального апарата, кут защемлення рослин є постійним і в процесі експлуатації (незалежно від гостроти різальних кромок) не змінюється. Тому, зважаючи на стан різальних кромок, кут розхилу різальної пари не завжди забезпечує критичний кут защемлення рослини і відбувається її висковзування з різального апарата, а в кінцевому результаті – неякісне зрізування.

Інакше кажучи, критичний кут защемлення, що забезпечує через силу тертя надійне втримування рослини в розхилі різальної пари при її перерізанні, зменшується при затупленні робочих лез.

Сам процес зрізування рослин в сегментно-пальцевих різальних апаратах протікає наступним чином: на першому етапі при заданій швидкості ходу ножа його дія на стебла рослин забезпечує їх відгинання та з невеликою імовірністю перерізання окремих стебел; другий етап виражений стисканням стебел між різальними кромками; і завершальним етапом є перерізання стиснутих підпертих стебел. Таке зрізування рослин справедливе, якщо на третьому етапі не відбувається висковзування стебел з розхилу різальної пари [7].

Постановка завдання. На основі проведених теоретичних досліджень та практичного досвіду запропонувати конструктивні зміни в класичній конструкції різальної пари сегментно-пальцевого різального апарата для підвищення ефективності втримування рослини в розхилі різальної пари, шляхом забезпечення мінімального критичного кута защемлення.

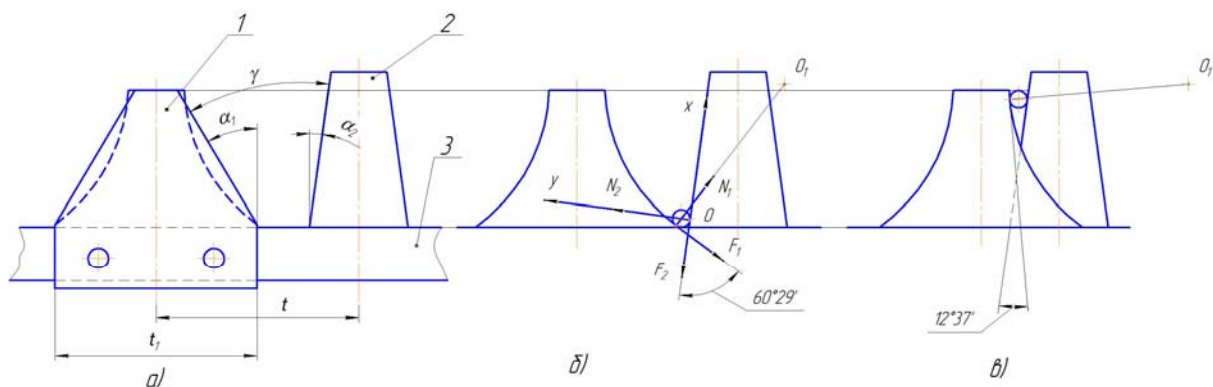
Виклад основного матеріалу. У роботі проведено дослідження та проаналізовано можливість конструктивно створити діапазон кутів защемлення стебла рослини при здійсненні ножем робочого ходу. Як проміжний етап дослідження пропонується виготовити різальну пару: сегмент з криволінійними робочими різальними кромками, а протирізальна пластина – стандартна прямолінійна, рис.1.

Для високоякісного зрізу необхідна умова, при якій відсутнє виштовхування стебел з різальної пари, граничний кут розхилу (кут защемлення) якої становить [1, 2, 8]

$$\gamma = \alpha_1 + \alpha_2, \quad (1)$$

де α_1 , α_2 – кути встановлення різальних лез, рис. 1, а.

Тут маємо (рис.1, б): ϕ_1 і ϕ_2 – кути тертя і N_1 і N_2 – нормальні реакції на стебло з боку леза сегмента та протирізальної пластини.



а – стандартна конструкція із запропонованими змінами: 1 – сегмент; 2 – протирізальна пластина; 3 – ножова полоса; б – зрізування на початку робочого ходу (максимальний кут защемлення, схема дії сил); в – завершення зрізування в кінці робочого ходу (мінімальний кут защемлення)

Рисунок 1 – Різальна пара

Сили тертя, що виникають між стеблом і лезами різальної пари, будуть рівні

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \text{ і } F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2. \quad (2)$$

Розглянувши умову рівноваги стеблини в розхилі різальної пари, відповідно до прийнятих напрямків координатних осей, рис.1,б, запишемо вирази

$$\left. \begin{aligned} \sum X &= N_1 \sin \gamma - F_2 - F_1 \cos \gamma = 0; \\ \sum Y &= N_2 - F_1 \sin \gamma - N_1 \cos \gamma = 0. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Щоб не було виштовхування стебла, необхідно витримати умову

$$N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \geq N_1 \sin \gamma - N_1 \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \gamma. \quad (4)$$

З другого рівняння (3)

$$N_2 = N_1 (\cos \gamma + \operatorname{tg} \varphi_1 \sin \gamma). \quad (5)$$

Підставивши отриманий вираз для N_2 в нерівність (4), матимемо

$$\cos \gamma \operatorname{tg} \varphi_2 + \sin \gamma \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2 \geq \sin \gamma - \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \gamma.$$

Після перетворення знаходимо, що

$$\operatorname{tg} \gamma \leq \operatorname{tg} (\varphi_1 + \varphi_2).$$

Звідси

$$\gamma \leq \varphi_1 + \varphi_2.$$

Отже, умова защемлення стебел в розхилі різальної пари матиме вигляд

$$\gamma = \alpha_1 + \alpha_2 \leq \varphi_1 + \varphi_2. \quad (6)$$

Отриманий вираз (6) об'єднує фізичну та геометричну сторони задачі. При зміні кута α_1 , який визначається між дотичною до кривої, що описує різальну кромку леза сегмента, в точці контакту стебла рослини та напрямком руху машини, змінюється протягом одного ходу ножа. Вважаючи, що кут α_2 є постійним, то і значення кута защемлення рослини як суми вказаних кутів змінюється в досить широкому діапазоні. Якщо прийняти радіус дуги різальної кромки 66,7 мм (рис. 1, б і в) і діаметр умовної стеблини 6,7 мм, то кут защемлення може змінюватися приблизно від 60° до 13° . Такий діапазон зміни кута розхилу різальної пари дозволить забезпечити критичний кут защемлення рослини в різальній парі на протязі всього періоду її експлуатації, виходячи з гостроти лез. Як було відзначено вище, для зрізування трав при вологості 40 %, критичний кут защемлення рослин для гострих лез становить $70-75^\circ$, при затуплених лезах він зменшується до $22-25^\circ$, а в дійсності кут розхилу різальної пари для стандартних різальних апаратів є постійним. Тому при належній гостроті лез цей критичний кут защемлення витримується, а при затуплених – умова невисковзування порушується.

Висновки. Аналізуючи кути защемлення запропонованої різальної пари, бачимо, що даний кут має діапазон зміни від 60° до 13° . Це означає, що стеблина, ковзаючи вздовж леза сегмента і протирізальної пластини, знайде таке своє положення, при якому кут защемлення виявиться критичним при довільній гостроті лез. На виході стеблини з розхилу різальної пари кут защемлення може становити 13° , що майже вдвічі менше від рекомендованого критичного кута защемлення – 22° . Враховуючи це, рослина втримуватиметься навіть затупленими лезами в два рази надійніше, ніж при типовій конструкції різальної пари.

Список літератури

1. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин [Текст] / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах. – М.: Машиностроение, 1980. – 565 с.
2. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины [Текст] / Под ред. Г.Е. Листопада. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.
3. Бабій, А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки [Текст] / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. Випуск 134 «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Харків, 2013. – С.116–122.
4. Бабій, А.В. Підвищення ефективності різання стебельних культур [Текст] / А.В. Бабій // Обладнання і технології сучасного машинобудування : матеріали Всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченої пам'яті заслуженого винахідника України, академіка АН вищої школи України, д. т. н., проф. Нагорняка С. Г. (Україна, м.Тернопіль, 11-12 травня 2017 р.). – Тернопіль: ТНТУ, 2017 – С. 35.
5. Бабій, А.В. Аналіз кута защемлення рослин в розхилі різальної пари [Текст] / А.В. Бабій // Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – С. 113.
6. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин [Текст] / Под ред. канд. техн. наук М.И. Клецкина. Т.3 – М.: «Машиностроение», 1968. – 744 с.
7. Бабій, М.В. Підвищення ефективності роботи різального апарату косарки [Текст] / М.В. Бабій, П.В. Попович, А.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. – Випуск 170 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2016. – С.176–180.
8. Бабій, А.В. Конструктивне рішення для підвищення ефективності защемлення рослин в розхилі різальної пари [Текст] / А.В. Бабій // Матеріали XX наукової конференції ТНТУ ім. І. Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ, 2017. – С. 114-115.

Andriy Babi, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Mykhailo Tsepenyuk, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Increasing of cutting efficiency of segmental finger apparatus

Constructive solutions are suggested in classical construction of cutting pair of segmental finger cutting apparatus for increasing efficiency of plant capture in vacillation angle of cutting pair by providing the minimum critical angle of jamming.

Geometric parameters of cutting pair of segmental finger apparatus were assayed. They influence on reliability of straw capture while cutting. One of constructive solutions is given which is directed on decreasing of vacillation angle of cutting pair and provides small critical angle of plants jamming. Received effect allows to capture plants reliably even when cutting element blade is blunt.

Angles of jamming of cutting pair which are got have diapason from 60° to 13° . It means that one straw while moving along the blade of segment and anti-cutting plate will find its position when angle of jamming is critical and blade sharpness is variable. Angle of jamming can be 13° when straw leaves vacillation of cutting pair and it's 2 times less of recommended critical angle of jamming – 22° . To consider it plant will hold out two times reliably in cutting pair even when blades are blunt then in typical construction of cutting pair.

segmental finger cutting apparatus, angle of jamming, cutting pair, knife (blade) step, segment, anti-cutting plate

Одержано 05.11.17

УДК 681.513

О.О. Броварець, доц., канд. техн. наук

Київський кооперативний інститут бізнесу і права, м.Київ, Україна

E-mail: brovaretsnau@ukr.net

Математична модель граничної бистродії виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь

Для забезпечення належної ефективності сільськогосподарського виробництва виникає необхідність забезпечення якості виконання технологічних операцій на основі даних оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь. Технічні системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь дають можливість отримати оперативні дані про агробіологічний стан ґрунтового середовища та забезпечити належну якість виконання технологічних операцій на основі отриманих даних. Виконавчі робочі органи таких систем повинні забезпечити належну якість виконання технологічної операції за рахунок швидкодії виконавчих робочих органів, обумовлену механіко-конструктивними параметрами сільськогосподарських машин, які виконують технологічну операцій.

Така модель дозволяє забезпечити раціональне внесення технологічного матеріалу з врахування агробіологічного стану ґрунтового середовища при цьому можливо забезпечити приріст фактичної врожайності сільськогосподарських культур на рівні 20%.

оптимальне керування, гранична бистродія, норма внесення, технологічний матеріал

А.А. Броварець, доц., канд. техн. наук

Київський кооперативний інститут бізнесу і права, г.Київ, Україна

Математическая модель предельного быстрогодействия исполнительных рабочих органов технической системы оперативного мониторинга состояния сельскохозяйственных угодий

© О.О. Броварець, 2017

Для обеспечения надлежащей эффективности сельскохозяйственного производства возникает необходимость обеспечения их качества выполнения технологических операций на основе данных оперативного мониторинга состояния сельскохозяйственных угодий. Технические системы оперативного мониторинга состояния сельскохозяйственных угодий дают возможность получить оперативные данные об агробиологическом состоянии грунтовой среды и обеспечить надлежащие качества выполнения технологических операций на основе полученных данных. Исполнительные рабочие органы таких систем должны обеспечить надлежащие качества выполнения технологической операции за счет быстрого действия исполнительных рабочих органов, обусловленную механико-конструктивными параметрами сельскохозяйственных машин, которые выполняют технологическую операций.

оптимальное управление, предельная бистродії, норма внесення, технологический материал

Постановка проблеми. Технічні системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь дають можливість забезпечити належну якість керування виконанням технологічних операцій з використанням сучасних інформаційно-технічних мехатронних та робототехнічних систем керування, пов'язаних з датчиками контролю якості виконання технологічних операцій, які у сучасному контексті їх розвитку отримали назву «розумних» або «смарт» машин (Smart machinery) [1-10].

Такі «розумні» машини з датчиками оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь можуть широко використовуватися на всіх стадіях виробництва сільськогосподарської продукції рослинництва: основного обробітку, сівби (садіння), на етапі догляду за посівами у період вегетації та при збиранні врожаю. Це дає можливість забезпечити належну якість виконання технологічних операцій при оптимізації витрат на їх виробництво. «Розумні» машини «адаптуються» до агробіологічного стану грунтового середовища на основі інформації з датчиків про агробіологічний стан грунтового середовища.

Слід відмітити, що важливість та доцільність використання технічних системи залежить від виду технологічної операції, площі обробітку. Так доцільність використання зазначених машинно-тракторних агрегатів особливо висока на етапі сівби (садіння), оскільки дана технологічна операція фактично є «фундаментом» майбутнього врожаю. Проте, при застосуванні даних агрегатів виникає необхідність у розробці математичної моделі їх граничної бистродії, яка враховує положення датчиків, відстань від їх розміщення до виконавчих робочих органів, сервоприводів. Така модель дасть можливість на основі даних про тип датчиків, принцип їх роботи сформулювати вимоги до виконавчих робочих органів (сервоприводів) керування якістю виконання технологічної операції, які дадуть можливість виконати зазначений алгоритм.

Аналіз досліджень і публікацій показує, що традиційні фактори підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва за рахунок оптимізації механіко-конструктивних матеріалів, використання новітніх машинобудівних матеріалів (надміцного пластику, сплавів металу тощо) на сучасному етапі розвитку техніки, не дають суттєвого підвищення ефективності.

За межами типової системи інформаційного забезпечення процесів планування залишаються задачі, пов'язані з вибором оптимальних рішень, оцінки альтернативних варіантів розвитку і т. д.

У більшості сільськогосподарських підприємств, що використовують для автоматизації функцій планування системи операційного управління (розроблених на основі як типових, так і індивідуальних проектів) не можуть уникнути головного недоліку даного типу інформаційних систем: зміщення акцентів у бік поточного планування [4].

Така ситуація виникає через об'єктивні причини, пов'язані з використанням обчислювальних процесів в контексті опису поточного розвитку системи в рамках

одного виробничого циклу [1]. При такому підході практично відсутнє середовище автоматизації процесів довгострокового і середньострокового планування, а методика планування, що реалізовується, не дозволяє інтегрувати в інформаційну систему методи ефективного коректування відхилень з метою виходу на плановий рівень, що базуються на використанні оптимізаційних математичних моделей.

Одним з перспективних напрямів є забезпечення необхідної якості виконання технологічних процесів за рахунок одержання більш високого (у порівнянні з фізіологічними можливостями людини) рівня інформації та оперативного керування робочими процесами машин і на основі цього перехід до нових прогресивних технологій з використанням «розумних» сільськогосподарських машин. Тому виникає необхідність їх розробки та використання.

Очевидно, що за таких умов виникає необхідність у принципово нових підходах до ведення агропромислового виробництва, що полягає у забезпеченні належної якості виконання технологічних операцій. Якість виконання технологічних операцій є інтегральним показником ефективності виробництва сільськогосподарської продукції в межах агробіологічного поля. Необхідна якість виконання основних технологічних процесів у рослинництві забезпечується за рахунок інтегрованих інформаційно-технічних систем оперативного моніторингу агробіологічного стану сільськогосподарських угідь [1, 2, 3].

Постановка завдання. Метою статті є побудова математичної моделі граничної бистротії виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь, що дасть можливість сформулювати вимоги до виконавчих робочих органів (сервоприводів) технічної системи на основі інформації про механіко-конструктивні параметри датчиків та відстані до них.

Виклад основного змісту дослідження. Визначимо одну важливу проблему технічних систем оперативного моніторингу при оптимальному керуванні агробіологічним потенціалом сільськогосподарських угідь – це задача про граничну бистротію виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

При зменшенні відстані між робочими електродами (датчиками) технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь та виконавчими робочими органами (сервоприводами), які розміщуються на сільськогосподарських машинах, так і виконавчими робочими органами, які розміщуються на сільськогосподарських машин відбувається зменшення часу реакції системи.

При цьому, збільшення відстані між робочими електродами (датчиками) технічної системи оперативного моніторингу та виконавчими робочими органами (сервоприводами), які розміщуються на сільськогосподарських машинах, не завжди доцільне та обмовлене механіко-конструктивним параметрами.

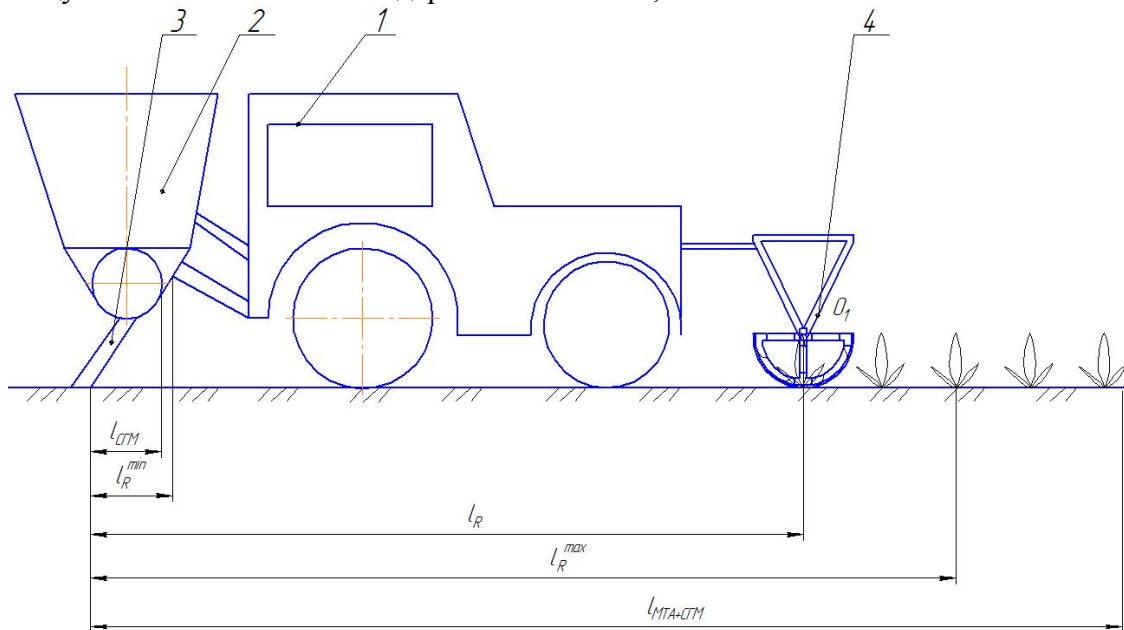
Час реакції залежно від відстані між робочими електродами (датчиками) технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь та виконавчими робочими органами (сервоприводами), які розміщуються на сільськогосподарських машинах (рис. 1):

$$t_{TCM} = \frac{S_{MTA-TCM}}{V_{MTA+TCM}} - t_{СГМ}, \quad (1)$$

де $S_{MTA-TCM}$ – відстань від робочих органів технічної системи оперативного моніторингу до виконавчих робочих органів (сервоприводів), які розміщуються на сільськогосподарських машинах, м;

$V_{MTA-TCM}$ – швидкість руху машинно-тракторного агрегату, сільськогосподарської машини, технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь, м/с;

t_{CFM} – швидкість реакції виконавчих робочими органами (сервоприводами), які розміщуються на сільськогосподарських машинах, с.



1 – трактор, 2 – сільськогосподарська машина, 3 – виконавчий робочий орган,
4 – інформаційна технічна система операційного моніторингу

Рисунок 1 – Загальний вигляд забезпечення якості виконання технологічних операцій

Проміжок часу $t_\alpha \leq t_n \leq t_\beta$ (де t_α – початковий стан системи в час α , t_β – кінцевий стан системи в час β , t_n – проміжне положення системи в час n), протягом якого система повинна бути переведена з одного стану $x(t_\alpha) = X_\alpha$ в інший $x(t_\beta) = X_\beta$, визначається завчасно умовою задачі. Однак не виключена ситуація, коли в момент часу $t_n = t_\beta$ процес не закінчений, а вимагає додаткового часу на його завершення по ходу рішення проблеми у відповідності з тими або іншими умовами задачі. При цьому потрібно враховувати обмеження на ресурси органів керування, які реалізують керуючу дію. Якщо реалізувати подібні обмеження, як вимоги обмеженості відповідним чином підібрати інтенсивність $\xi[u]$ і швидкість керування $u(t)$ ($t_\alpha \leq t_n \leq t_\beta$) (рис. 1).

При виконанні технологічної операції з використанням технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь, необхідно враховувати граничну бистродію виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу.

Іншими словами, технічна система разом із виконавчими органами сільськогосподарських машин не в змозі забезпечити виконання належної якості, тобто, технологічний матеріал буде надходити запізно до заданої точки або не доходити

взагалі, «масиви» отриманої інформації будуть накладатись, а, відповідно, і не забезпечуватимуться належна якість виконання технологічних операцій. Зона зменшення відстані до ефективного діапазону оперативного реагування обмежена відстанню до робочих органів сільськогосподарських машин $l_{СГМ}$.

При значному збільшенні відстані між технічними системами оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь, так і робочими органами сільськогосподарських машин відбувається зменшення часу реакції системи, що обумовлене механіко-конструктивними параметрами машинно-тракторного агрегату $l_{МТА+СГМ}$ та їх впливом на якість виконання технологічного процесу.

Представимо модель керування якістю виконання технологічних операцій за принципом зворотного зв'язку із використанням технічних систем оперативного моніторингу у рослинництві для забезпечення керованого агробіологічного стану сільськогосподарських угідь за допомогою прогностично-компенсаційної технології диференційованого внесення технологічного матеріалу.

Представимо функцію, яка описує якість виконання технологічної операції. Функція, що описує ефективність використання технічних систем оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь набуває вигляду:

$$F(\dot{X}_R(t) - \dot{X}_S(t), l). \quad (2)$$

Тоді маємо систему рівнянь:

$$F(t) = \begin{cases} \dot{X}_R(t) - \dot{X}_S(t) \\ l_{СГМ} \leq l_R^{\min} < l_R < l_R^{\max} \leq l_{МТА+СГМ} \end{cases}. \quad (3)$$

При розробці моделей цільової функції динамічного управління якістю виконання технологічних операцій в основі поставлені інтереси двох головних категорій – модель агробіологічного стану сільськогосподарських угідь та поточна якість виконання технологічних операцій.

Очевидно, що запропонованими типами штрафних функцій не вичерпана вся різновидність розглянутого підходу. Однак, здійснюючи розробку нових критеріїв ефективності необхідно пам'ятати про значну складність обчислювального процесу і врахувати всі особливості організації технологічного процесу з метою скорочення кількості виконуваних операцій.

Для забезпечення належної якості технічної системи необхідно дотримання вимоги:

$$\dot{X}_R(t) > \dot{X}_S(t), \quad (4)$$

де $\dot{X}_R(t)$ – функція, яка описує швидкість реакції технічної системи моніторингу на якість виконання сільськогосподарської операції;

$\dot{X}_S(t)$ – функція, яка описує швидкість реакції робочих органів сільськогосподарської машини на забезпечення належної якості виконання технологічної операції.

Тоді

$$\dot{X}_R(t) - \dot{X}_S(t) > 0 . \quad (5)$$

Таким чином, різниця показника, що описує швидкість реакції технічної системи моніторингу на якість виконання сільськогосподарської операції робочими органами сільськогосподарських машин $\dot{X}_R(t)$ і швидкість реакції робочих органів сільськогосподарської машини на забезпечення належної якості виконання технологічної операції $\dot{X}_S(t)$ повинна бути завжди більше 0.

Тоді задача керування рухом технічної системи оперативного керування станом сільськогосподарських угідь з врахування початкового та кінцевого стану робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь виражається залежністю:

$$\dot{x} = A(t) \cdot x + B(t) \cdot u + \omega(t) , \quad (6)$$

де початкове x_α та кінцеве x_β значення фазового вектора $x(t)$ і обмеження на вибрану інтенсивність керування $u(t)$:

$$\xi[u] \leq \mu . \quad (7)$$

Потрібно знайти момент часу $t_n = t_\beta^0$ і відповідну йому можливість керування $u^0(t)$

Для такої системи задача про граничну бистродію може бути сформульована шляхом пошуку в класі можливих узагальнених керувань.

Керування, яке вирішує задачу про граничне керування або граничну бистродію виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь буде називатися оптимальним по бистродії, а число, рівне найкоротшому часу переходу системи із початкового стану в кінцеве, називають оптимальним часом переходу процесу

В задачі граничної бистродії технічних систем оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь керування дією представлено у вигляді функції від часу з врахуванням початкового і кінцевого моментів часу.

Синтез оптимальної систем граничної бистродії технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь.

Якщо мова йде про керування за рахунок відкидання реактивної маси, тоді

$$\int_{t_\alpha}^{t_\beta} |\partial U(\tau)| \leq \mu(t_\alpha) , \quad (8)$$

де $\mu(t_\alpha)$ – характеризує запас реактивної маси, яка може бути використана при $t_n > t_\alpha$.

Оскільки момент t_β завчасно не відомий то:

$$\int_{t_\alpha}^{\infty} |\partial U(\tau)| \leq \mu(t_\alpha) , \quad (9)$$

де символ β підкреслює як раз те, що момент t_β , коли закінчиться процес керування, нам не відомо, і ми на весь майбутній час $t_n \geq t_\alpha$ маємо ресурс керування, рівний $\mu(t_\alpha)$. Тоді вимірювання $\mu(t)$ за час $t_\alpha \prec t_n \leq t_\gamma \prec t_\beta$ буде визначатися, виходячи із рівності

$$\mu(t_\gamma) = \mu(t_\alpha) - \int_{t_\alpha}^{\infty} |\partial U(\tau)|, \quad (10)$$

де $dU(\tau)$ – керування, яке реалізується під час руху машинно-тракторного агрегату.

В деяких випадках $U(t, x, \mu)$

$$U_0(t, x, \mu) = U_{t,x,\mu}(t), \quad (11)$$

де $U_{t,x,\mu}(t)$ - оптимальне керування для відповідної програмної задачі.

$$\mu^2(t_\gamma) - \mu^2(t_\alpha) = - \int_{t_\alpha}^{t_\gamma} \|U(\tau)\|^2 d\tau. \quad (12)$$

Оскільки ми розглядаємо лише неперервні функції, відповідно із зміною $\mu(t)$ із часом описується диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} 2\mu \cdot \dot{\mu} &= -\|U(\tau)\|^2, \\ f(t, x, \mu, T) &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

або

$$\frac{dT}{d\vartheta} = -f(t, x, \mu, T). \quad (14)$$

Розглянемо об'єкт W , стан якого в час ϑ характеризується величиною $T(\vartheta)$, яка змінюється відповідно до диференціального рівняння.

Тоді буде виконуватися рішення

$$\lim T(\vartheta) = T_0 \text{ при } \vartheta \rightarrow \infty. \quad (15)$$

Так як функція постійно зростає тоді маємо:

$$\frac{d}{d\vartheta} (T(\vartheta) - T_0(\vartheta))^2 = -(T(\vartheta) - T_0(\vartheta))^2 f(t, x, \mu, T) \prec 0. \quad (16)$$

Висновки. Запропонована математична модель граничної бистродії виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану

сільськогосподарських угідь дозволяє забезпечити оптимізацію технологічного ресурсу та забезпечити приріст врожайності на рівні 20%.

Список літератури

1. Poritsky, H. Optimum thrust orbits. Proc. 4-th US Nat. Congr. Appl. Mech., Berkeley Calif, 1962, vol. 1, Pergamon Press.
2. Pottle H. V.: The digital adaptive control of a linear process modulated by random noise. IEEE Trans. Aut. Control, 1963, vol. AC-8, N 3.
3. Rajamani, V. S., Mc Caus Iand I.: Minimal-time control of linear systems using functional analysis. Intern. J. Control, 1965, vol. 2, N 1.
4. Rekasius, Z. V., Hsia, T. C.: On an inverse problem in optimal control. IEEE Trans. Aut. Control, 1964, vol. 9, N 4, pp.370-375.
5. Rekoff, M. G.: State-variable techniques for control systems. Electro-Technol., 1964, vol. 73, N 5.
6. Reynolds, P. A., Cadzow, J. A.: Solution of an optimization problem for linear discrete systems through ordinary calculus. IEEE Trans. Aut. Control, 1965, vol. 1.0, N 2, pp. 209-211.
7. Wazewski Tadeusz: O problemie optymalnego sterowania w przypadku nieliniowym. Arch. aut. i Telemech., 1962, vol. 7, N 1-2, str.19-32.
8. Weiss, L.: The concepts of differential controllability and differential observability. J. Math. Anal. and Appl., 1965, vol. 10, N 2, pp.442-449.
9. Westcott, J. H.: Design of multivariable optimum filters. Trans. ASME, 1958, vol. 80, pp. 463–467.
10. Wilde Douglas L.: Optimization metliods. Advances Chem. Engng., vol. 3, New York – London, Acad. Press., 1962.
11. Winde knech t T. G.: Optimal stabilization of a rigid body attitude. J. Math. Anal. and Appl., 1963, vol. 6, N 2.
12. Womakk B. F., Dashie l l . N.: A weighted time performance index for optimal control. IEEE Trans. Aut. Control, 1965, vol. 10, N 2.
13. Броварець, О. Розумні машини для розумних господарів [Текст] / О. Броварець // Зерно. – 2016. – № 9 (81). – С. 262–266
14. Броварець, О. Від безплужного до глобального розумного землеробства [Текст] / О. Броварець // Техніка і технології АПК. – 2016. – № 9 (84). – С. 19 - 23.
15. Броварець, О. Від безплужного до глобального розумного землеробства [Текст] / Броварець О.// Техніка і технології АПК. – 2016. – № 10 (85). – С. 28 - 30.
16. Адамчук, В.В., Мойсеєнко, В.К., Кравчук В.І., Войтюк Д.Г. Техніка для землеробства майбутнього. / В зб.: Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ „ІМЕСГ”. – 2002. – Вип. 86. – С. 20-32.
17. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки / За ред. В.І. Кравчука, М.І.Грицишина, С.М.Коваля. – К.: Аграрна наука, 2004. – 398 с.
18. Ормаджи, К.С. Контроль качества полевых работ [Текст] / К.С. Ормаджи. – М.: Росагропромиздат, 1991. – 191с.
19. Понтрягин, Л.С. Математическая теория оптимальных процессов [Текст] / Л.С. Понтрягин, В.Г. Болтянский, Р.В. Гамкрелидзе, Е.Ф. Мищенко. – М.: «Наука», 1983. – 392 с.
20. Бурачек, В.Г. Геоінформаційний аналіз просторових даних [Текст] : монографія / В.Г. Бурачек, О.О. Железняк, В.І. Зацерковний. – Ніжин: ТОВ “Видавництво “Аспект-Поліграф”, 2011. – 440с.
21. Масло, І.П. Автоматизована система локально-дозованого внесення добрив і хімічних засобів захисту рослин [Текст] / І.П.Масло, В.Г. Мироненко // УААН: Розробки-виробництву. – К.: Аграрна наука, 1999. – С.348–349.
22. Гуков, Я. С. Автоматизированная система локально-дозированного внесения удобрений, мелиорантов и средств защиты растений [Текст] / Я. С. Гуков, Н. К. Линник, В. Г. Мироненко // Труды 2-й МНПК по проблемам дифференциального применения удобрений в системе координатного земледелия. – Рязань, 2001. – С. 48–50.

Olexandr Brovaryts, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Kyiv Cooperative Institute of Business and Law, Kyiv, Ukraine

Mathematical model of the boundary runway of the executive working bodies of the technical system of operational monitoring of the condition of agricultural lands

In order to ensure the proper efficiency of agricultural production, there is a need to ensure the quality of the implementation of technological operations on the basis of data of the operational monitoring of the state of agricultural land.

The technical systems of operational monitoring of the condition of agricultural lands give an opportunity to obtain operational data on the agrobiological state of the soil environment and to ensure the proper quality of the implementation of technological operations on the basis of the received data. The executive working bodies of such systems should ensure the proper quality of the implementation of the technological operation at the expense of the speed of executive bodies, due to the mechanical and constructive parameters of agricultural machines that perform technological operations.

Such a model allows to ensure the rational introduction of technological material to take into account the agrobiological state of the soil environment, while it is possible to ensure an increase in the actual yield of agricultural crops at a level of 20%.

optimal control, limit bistrode, rate of application, technological material

Одержано 03.07.17

УДК 621.924.9

О.В. Горик, проф., д-р техн. наук, О.М. Брикун, асист.

Полтавська державна аграрна академія, м. Полтава, Україна, E-mail: brukyn@ukr.net

Р.Є. Черняк, ген. дир.

Компанія «АвтоКрАЗ», м.Кременчук, Україна

Оцінка інтенсивності абразивного руйнування металевих поверхонь дією дробоструминного факелу

Подана експериментально-аналітична методика визначення коефіцієнту руйнування, який характеризує інтенсивність руйнівної дії дробоструминного факелу при очищенні металевих поверхонь. Значення коефіцієнта ударно-абразивного втомного руйнування оцінюється співвідношенням між експериментально визначеним об'ємом видаленого металу та експериментально визначеним або аналітично розрахованим об'ємом деформованого металу поверхні оброблюваного виробу, які (об'єми) визначаються залежно від заданих технологічних режимів процесу очищення. Знайдений коефіцієнт інтенсивності руйнування дає можливість оптимізувати технологічні режими процесу дробоструминного очищення металевих поверхонь.

дробоструминне очищення, коефіцієнт ударно-втомного руйнування, пружно-пластичне деформування, механізм руйнування, об'єм сліду

А.В. Горик, проф., д-р техн. наук, А.Н. Брикун, асист.

Полтавская государственная аграрная академия, г. Полтава, Украина

Р.Е. Черняк, ген. дир.

Компания «АвтоКрАЗ», г. Кременчук, Украина

Оценка интенсивности абразивного разрушения металлических поверхностей действием дробеструйного факела

Представлена экспериментально-аналитическая методика определения коэффициента разрушения, который характеризует интенсивность разрушительного действия дробеструйного факела при очистке металлических поверхностей. Значение коэффициента ударно-абразивного усталостного

разрушения оценивается соотношением между экспериментально определенным объемом удаленного металла и экспериментально определенным или аналитически рассчитанным объемом деформированного металла поверхности обрабатываемого изделия, которые (объемы) определяются в зависимости от заданных технологических режимов процесса очистки. Найденный коэффициент интенсивности разрушения дает возможность оптимизировать технологические режимы процесса дробеструйной очистки металлических поверхностей.

дробеструйная очистка, коэффициент ударно-усталостного разрушения, упругопластическое деформирование, механизм разрушения, объем следа

Постановка проблеми. Підготовка поверхонь металевих виробів різноманітними способами характеризується руйнуванням поверхневого шару з наданням матеріалу нових надійніших експлуатаційних властивостей. Одним з найбільш поширених і найменш вивчених технологічних процесів абразивної обробки знежирених металевих поверхонь з метою видалення окалини, іржі, пригару, зварювального флюсу, а також формування рівномірної шорсткості на оброблюваній поверхні є дробоструминне очищення.

Оптимізація процесів дробоструминного очищення охоплює питання продуктивності, економічності обробки, якості поверхневого шару, а також експлуатаційної надійності і довговічності оброблюваних об'єктів. Вона може бути здійснена тільки на основі вивчення фізичної суті явищ, супроводжуваних процесом очищення, і встановлення основних критеріїв оцінки інтенсивності впливу дії повітряно-абразивного факелу на параметри оброблюваної поверхні, що впливають на економічність процесу обробки.

До одного із визначальних чинників слід віднести інтенсивність руйнівної дії дробоструминного факелу, який можна оцінити за різними показниками, зокрема, відношенням об'єму (маси) металу, який видаляється при очищенні у вигляді стружки та частинок пластичного руйнування металу за одиницю часу до об'єму (маси) металу, що деформується в процесі очищення.

Числове визначення показників інтенсивності руйнування поверхневого шару потребує повного або часткового експериментального дослідження в умовах виробництва, що призводить до стримування чи ігнорування оптимізації режимів очищення, особливо, при незначних об'ємах партій окремих виробів. Постає проблема побудови аналітичних (експериментально-аналітичних) методик визначення продуктивності процесу очищення за заданими критеріями.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Більшість сучасних досліджень і публікацій стосовно інтенсивності руйнування поверхневих шарів металевих деталей та виробів присвячено процесу шліфування [1-3], коли оцінка продуктивності обробки визначається коефіцієнтом стружкоутворення, що характерно для жорстко закріпленого абразивного зерна. У цьому випадку механізм руйнування однозначно відомий. Процес дробоструминного очищення складніший багатofакторністю впливу на механізм руйнування поверхневого шару, що стало причиною різних підходів до його описання і, як наслідок, різних методик оцінки інтенсивності руйнівної дії дробоструминного факелу. Надання переваги мікрорізанню [4], втомному механізму руйнування [5-6], ударно-абразивному впливу [7] чи іншому потребує подальшого вивчення. Результати проведених нами досліджень, започаткованих у [8, 9], дають підстави зробити висновок, що при оптимальних режимах дробоструминного очищення переважаючим є швидкісне ударно-втомне руйнування поверхневого шару металевих поверхонь. При цьому залишаються не достатньо висвітленими питання оцінки інтенсивності ударно-втомного руйнування поверхневого шару.

Постановка завдання. Дати експериментально-аналітичну кількісну оцінку

інтенсивності ударно-абразивного втомного руйнування поверхневого металевго шару при дробоструминній очистці деталей і виробів машинобудівної техніки, для оптимізації технологічних режимів.

Виклад основного матеріалу. Оцінювати інтенсивність руйнівної дії дробоструминного очищення можна за різними критеріями: швидкістю видалення припуску при обробці; об'ємом або масою металу, який видаляється при очищенні у вигляді стружки та частинок пластичного руйнування металу за одиницю часу; кількістю витраченої енергії на видалення поверхневого шару виробу (зразка); технологічною собівартістю очищення 1 м^2 металевго поверхні; стійкістю технологічного дробу та іншими параметрами.

З перерахованих техніко-економічних і технологічних показників, за допомогою яких можна оцінювати інтенсивність дробоструминого очищення, на нашу думку, більш достовірним є коефіцієнт руйнування $k_{\text{руйн}}$, який дозволяє зв'язати технічну характеристику сопла з продуктивністю дробоструминної очистки. По аналогії з прийнятим в технології машинобудування коефіцієнтом стружкоутворення [2], він являє собою відношення об'єму $W_{\text{вид}}$ або маси $M_{\text{вид}}$ видаленого при очищенні металу до об'єму $W_{\text{деф}}$ або маси $M_{\text{деф}}$ металу, що деформується в процесі руйнування поверхневого шару

$$k_{\text{руйн}} = W_{\text{вид}} / W_{\text{деф}} = M_{\text{вид}} / M_{\text{деф}} . \quad (1)$$

Але обчислення коефіцієнта руйнування викликає певні труднощі, особливо, при встановленні об'єму деформованого металу. Вирішити поставлене завдання можна як експериментальним шляхом на дослідних зразках, так і експериментально-аналітичним.

Експериментальний підхід до визначення $k_{\text{руйн}}$ базувався на натурному дробоструминному очищенню плоских сталевих зразків на заданих технологічних режимах протягом деякого часу t . Проводились дослідження на лабораторній установці власної розробки, що має дробоструминний апарат нагнітального типу з абсолютним тиском $0,6\text{ МПа}$. Вивчали інтенсивність руйнування плоских дискових металевих зразків зі сталі 08сп, які піддавались нормалізаційному відпалу. В якості абразивних частинок використовували сталевий колений дріб марки ДСК-17 різного гранулометричного складу (фракції $0.8 \dots 2.0$), яку розганяли до швидкості $v = 120\text{ м/с}$ за допомогою стиснутого повітря через циліндричне сопло з діаметром матеріального отвору 10 мм . Відстань від сопла до оброблюваної поверхні (довжина факела) витримували в межах 300 мм , чим регулювали швидкість атаки, кут атаки змінювали в межах від 40° до 65° .

Факел дробу мав форму конуса з кутом розкриття близько 30° і утворював на оброблюваній поверхні зразка відбиток діаметром приблизно 140 мм , який охоплював одночасно площу близько $0,016\text{ м}^2$.

Інтенсивність руйнування поверхневого шару (маса видаленого металу за одиницю часу) оброблюваної поверхні, яка на початку покрита тонким шаром окалини товщиною $\delta = 0,2 \dots 0,3\text{ мм}$, була різною для різних фракцій дробу. При цьому, в перші ($2 \dots 4$) секунди обробки динаміка зміни інтенсивності була більшою, ніж в наступний період часу, особливо при обробці дробом більшої фракції. Це можна пояснити тим, що сила удару більших дробинок помітно більше сили, з якою впливають на оброблювану поверхню дрібніші дробинки з приблизно однаковою швидкістю атаки.

По закінченню часу $t = 2 \dots 4c$, коли крихка окалина видалена, інтенсивність руйнування істотно сповільнюється і набуває стабільного характеру. Починається руйнування не окисленого металу, що володіє значно більшими механічними властивостями, ніж окалина. Було встановлено, що коефіцієнт руйнування $k_{руйн}$ знаходиться в межах від 0,1 для не окисленої поверхні до 0,2 для окисленої.

Зразки зважували до та після обробки і, таким чином, встановлювали втрачену (видалену) масу металу зразка за час t . За відомими методиками побудови профілограм вимірювали параметри шорсткості R_z і S_m очищеної поверхні в поздовжньому і поперечному напрямках, що дало можливість визначити розміри сліду дробинки й об'єм деформованого металу.

Сліди дробинки на обробленій поверхні, як свідчать проведені дослідження, подібні сферичним дещо подовженим лункам з діаметром (шириною) відбитка $d_{від} \approx S_m$ і глибиною $h_{сл} = R_z$. Розрахувавши середній об'єм лунки сліду $w_{сл}$ визначали об'єм деформованого металу в процесі очищення за формулою:

$$W_{деф} = Ntw_{сл} = (Q_c / m_{др})tw_{сл}, \quad (2)$$

де N – подача дробинки через сопло $шт/хв$;

t – час очистки, $хв$;

Q_c – масова подача дробу через сопло, $кг/хв$;

$m_{др}$ – маса однієї дробинки, $кг$.

При необхідності множенням об'єму W металу на щільність ρ_m металу, можна оперувати масою M видаленого і деформованого матеріалу.

Однак, при розробці технологічних процесів дробоструминного очищення в виробничих умовах не завжди є можливість проводити повні експериментальні дослідження, пов'язані з визначенням об'єму деформованого металу. У зв'язку з цим запропоновано методику аналітичного підходу до розв'язання технологіями цієї задачі в умовах заводської лабораторії.

Аналітичний підхід до визначення об'єму деформованого металу при встановленні коефіцієнта $k_{руйн}$ базувався на теоретичному визначенні об'єму сліду (лунки), яку залишала атакуюча дробинка на металевій поверхні й яка пов'язувалася з об'ємом деформованого металу.

В основу такої методики покладено пружно-пластичну модель взаємодії атакуючої дробинки з металевим півпростором [9]. За цією моделлю максимальна глибина проникнення $h_{сл}$, дробинки діаметром $d_{др}$ в пружно-пластичний півпростір пропорційна нормальній складовій швидкості атаки v_{0n} і визначається за формулою:

$$h_{сл} = v_{0n} / \sqrt{k/m_{др}}. \quad (3)$$

Пружно-пластичний коефіцієнт k у (3) залежить від фізико-механічних властивостей півпростору і характеризує інтенсивність його опору пружно-пластичній деформації при нормальному динамічному проникненні дробинки як жорсткого сферичного тіла.

На підставі експериментально-аналітичних досліджень для коефіцієнта k було отримано такий вираз:

$$k \approx \frac{\pi \eta_o HD_{nl}}{d_{op}} \left(d - \sqrt{2T_0 / (\pi d \eta_o HD_{nl})} \right)^2, \quad (4)$$

де $\eta_o = 2,0 \dots 2,4$ – динамічний коефіцієнт, який залежить від швидкості зіткнення тіл;

HD_{nl} – пластична твердість;

$T_0 = m_{op} v_{on}^2 / 2$ – кінетична енергія дробинки масою m_{op} і швидкістю атаки v_{on} в початковий момент часу.

Об'єм сліду, зважаючи на його форму, при відомій глибині h_{cl} визначали як суму об'єму сферичного сегмента $w_{c.c} = \pi h_{cl}^2 (1,5d_{op} - h_{cl}) / 3 \approx 0,5\pi d_{op} h_{cl}^2$ (нормальне) та циліндричного (тангенціальне переміщення) $w_{ц.с} = 1,33h_{cl}x\sqrt{d_{op}h_{cl} - h_{cl}^2} \approx 1,33x\sqrt{d_{op}h_{cl}^3}$.

Довжина x умовного циліндричного сегменту сліду, що входить до останньої формули, визначається значенням тангенціального переміщення атакуючої дробинки тільки на першій активній фазі за формулою:

$$x = \sqrt{m_{op} / k} (0,5\pi v_{ot} + \mu_s v_{on} (1 - 0,5\pi)), \quad (5)$$

де v_{on} і v_{ot} – нормальна і тангенціальна складові швидкості атаки;

μ_s – приведений коефіцієнт тертя при пластичному деформуванні поверхні, що обробляється.

Таким чином, об'єм залишеного дробинкою на оброблюваній поверхні сліду у вигляді подовженого сферичного сегмента, визначали так:

$$w_{cl} = w_{c.c} + w_{ц.с} = \pi h_{cl}^2 (1,5d_{op} - h_{cl}) / 3 + 1,33h_{cl}x\sqrt{d_{op}h_{cl} - h_{cl}^2}. \quad (6)$$

Від усередненого об'єму сліду (6) переходили до об'єму деформованого металу й далі до шуканого коефіцієнту інтенсивності руйнування (1) при експериментально встановленому об'єму видаленого металу.

Об'єм сліду, залишеного дробинкою на оброблюваній металевій поверхні, визначений за (6) гарно погоджується з експериментальними значеннями і об'ємами, визначеними за іншими методиками, зокрема, [10].

Тут слід відмітити, що тангенціальне переміщення центру дробинки (5) при оптимальних кутах атаки $\alpha > 40^\circ$ і швидкостях атаки $v > 100 \text{ м/с}$ [11] незначне в порівнянні з умовним діаметром (повною довжиною відбитку сліду). Окрім цього, відповідно до пружно-пластичної моделі [9], для даних технологічних режимів дробоструминної очистки, утворення сліду у вигляді лунки переміщенням дробу в тангенціальному напрямку поглинається утворенням сферичної форми лунки нормальним переміщенням (рис. 1).

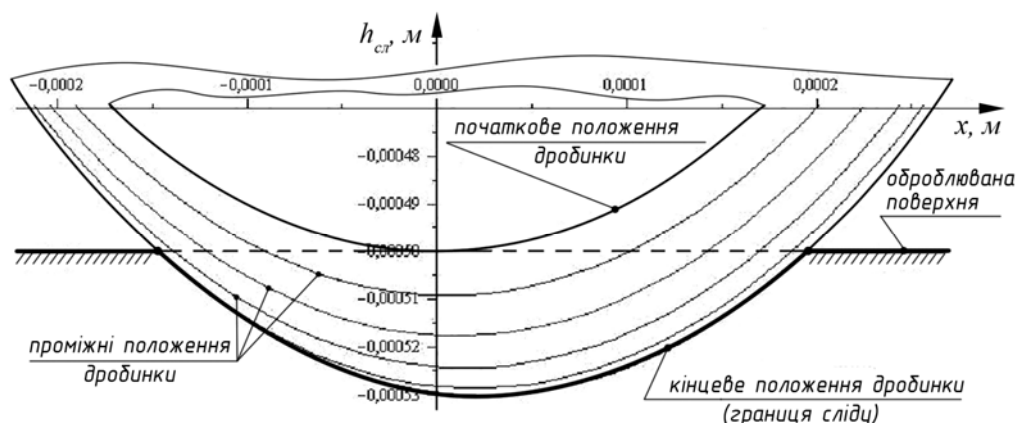


Рисунок 1 – Зміна форми лунки сліду, що залишає дробинка на оброблюваній поверхні

Із рисунка видно, що кінцеве положення дробинки діаметром 1мм, атакуючу поверхню зі швидкістю 120 м/с під кутом 60°, перекриває всі попередні, що спостерігається й при менших кутах атаки. Тому при визначенні об'єму сліду тангенціальним зміщенням дробинки при атаці нею поверхні під кутом $\alpha > 40^\circ$, фактично, можна нехтувати, використовуючи у (6) тільки перший доданок. Це дає можливість при визначенні об'єму сферичної лунки сліду оперувати тільки глибиною проникнення дробинки по нормалі (3), сконцентрувавши увагу на параметрі шорсткості поверхні $R_z \approx h_{cl}$, що легко зробити в заводських умовах.

Висновки. Викладена методика дає можливість технологічним службам машинобудівних заводів з достатньою для практичних цілей точністю розраховувати експериментально-аналітичним методом величину коефіцієнта інтенсивності ударно-абразивного втомного руйнування поверхневого шару металевих виробів при їх дробоструминному очищенні. Експериментальні значення коефіцієнта руйнування при швидкості атаки дробинками поверхні $v = 100 \dots 120$ м/с і куті атаки $\alpha = 55^\circ \dots 65^\circ$ змінювалися від 0,2 для окисленої поверхні (з окалиною) до 0,1 для не окисленої (кінцевий етап очистки).

Отримані результати дозволяють оптимізувати технологічні режими дробоструминного очищення металевих поверхонь при нескладних аналітичних розрахунках і необ'ємних експериментальних дослідженнях в умовах виробництва.

Список літератури

1. Маслов, Е.Н. Теория шлифования материалов [Текст] / Е.Н. Маслов. – М.: Машиностроение, 1974. – 320 с.
2. Вульф, А.М. Резание металлов [Текст] / А.М. Вульф. – Л.: Наука, 1973. – 496 с.
3. Лурье, Г.Б. Шлифование металлов [Текст] / Г.Б. Лурье. – Л.: Наука, 1977. – 224 с.
4. Богомолов, Н.И. Исследование деформации металла при абразивных процессах под действием единичного зерна [Текст] / Н.И. Богомолов // Труды ВНИИАШ. – Л.: Машиностроение. – 1968. – №7. – С.74–88.
5. Клейс, И.А. О некоторых закономерностях ударного износа [Текст] / И.А. Клейс // «Вестник машиностроения». – 1967. – №8. – С.52–54.
6. Непомнящий, Е.Ф. Трение и износ под воздействием струн твердых сферических частиц [Текст] / Е.Ф. Непомнящий // Сб. Контактное взаимодействие твердых тел и расчет сил трения и износа. – М.: Наука, 1971. – С.190–200.
7. Виноградов, В.Н. Изнашивание при ударе [Текст] / В.Н. Виноградов [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.

8. Горик, А.В. Механизм разрушения поверхностного слоя металлических изделий при дробеструйной очистке [Текст] / А.В. Горик, А.Н. Чернявский, А.А. Ландарь, Г.А. Шулянский // Сб. докладов «Механика разрушения бетона, железобетона и других строительных материалов». – Санкт-Петербург: СПбГАСУ, 2012. – С. 17-22.
9. Gorik, A. V. Elastoplastic deformation of the surface layer of machinery constructions on shot blasting [Text]/ A. V. Gorik, A. P. Zinkovskii, R. E. Chernyak, A. N. Brikun // Strength of Materials. – 2016. – Vol. 48, №. 5. – PP. 650–657.
10. Новіков, Ф.В. Основи струминно-абразивної обробки дрібних деталей: монографія [Текст] / Ф.В. Новіков, О.О. Анділахай. – Х.: Вид. ХНЕУ ім. С. Кузнеця, 2014. – 348 с.
11. Горик, А.В. Оптимизация угла атаки дробеструйного факела при очистке металлических поверхностей [Текст] / А.В. Горик, С.Б. Ковальчук, С.В. Яхин // Динаміка та міцність енергетичних і сільськогосподарських машин та біотехнічних систем (колективна монографія). – Полтава: Сімон, 2015. – С. 77-84.

Alexiy Goryk, Olexander Brykun

Poltava state agrarian academy, Poltava, Ukraine

Roman Chernyak

The company «AvtoKrAZ», Kremenchuk, Ukraine

Estimation of the intensity metal surfaces destruction by the shot blasting torch action

The article deals with experimental-analytical quantitative estimate of the intensity shock-abrasive fatigue fracture on a surface metal layer during drain-flow cleaning of machine-building equipment products and their parts, for optimization of technological regimes.

It shown that the fracture coefficient characterizes the destructive effect intensity of a shot blasting torch during the cleaning of metal surfaces The value of the shock-abrasive fatigue fracture coefficient is estimated by the ratio between the experimentally determined volume of the removed metal and the experimentally determined or analytically calculated volume of the deformed metal on the workpiece surface, which (volumes) are determined depending on the specified technological regimes of the purification process.

The presented methodology described allows the technological services of machine-building plants to calculate the value of the fracture intensity coefficient of the surface layer on the tested samples by the experimental-analytical method. The coefficient varied from 0,1 to 0,2.

shot blasting, coefficient of impact fatigue failure, elasto-plastic deformation, fracture mechanism, trace volume

Одержано 10.11.17.

УДК 631.316

А.А. Дудніков, проф., канд. техн. наук, І.А. Дудніков, доц., канд. техн. наук, В.В. Дудник, канд. техн. наук, О.В. Горбенко, доц., канд. техн. наук, Т.Г. Лапенко, доц., канд. техн. наук

Полтавська державна аграрна академія, м. Полтава, Україна,

E-mail: anat_dudnikov@ukr.net

Підвищення довговічності ґрунтообробних робочих органів

Проаналізована математична модель прогнозування довговічності робочих органів ґрунтообробних машин з метою вибору ефективного методу їх відновлення.

наплавлення, відновлення, сила тертя, технологічний процес, довговічність, ріжучий елемент, математична модель

© А.А. Дудніков, І.А. Дудніков, В.В. Дудник, О.В. Горбенко, Т.Г. Лапенко, 2017

А.А. Дудников, проф., канд. техн. наук, И.А. Дудников, доц., канд. техн. наук, В.В. Дудник, доц., канд. техн. наук, А.В. Горбенко, доц., канд. техн. наук, Т.Г. Лапенко, доц., канд. техн. наук.
Полтавская государственная аграрная академия, г. Полтава, Украина

Повышение долговечности почвообрабатывающих рабочих органов

Проанализирована математическая модель прогнозирования долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин с целью выбора эффективного метода их восстановления.

наплавка, восстановление, сила трения, технологический процесс, долговечность, режущий элемент, математическая модель

Постановка проблеми. При роботі ґрунтообробних машин виникає проблема зниження їхньої працездатності в наслідок зниження їх робочих органів.

Одним з напрямків вирішення даної проблеми є застосування додаткових елементів, отриманих при наплавленні зносостійкими покриттями, що забезпечують підвищення довговічності.

Теоретичні питання зношування ріжучого леза, що враховують абразивне середовище, до теперішнього часу ще не повністю вирішені [1]. Цим обумовлюється актуальність досліджень.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Постійний контакт робочих органів ґрунтообробних машин з абразивом призводить до швидкого зношування їх ріжучих елементів та виходу із ладу в наслідок стирання.

В ремонтному виробництві інколи застосовується наплавлення сплавом сормайти із застосуванням газового полум'я. Проте ефективність цього методу вельми мала [2].

ТОВ «ГСКБ «Одесаґрунтомаш» з ІЕЗ імені Є.О. Патона розроблений метод підвищення довговічності робочих органів сільськогосподарських машин точковим зміцненням [3]. В процесі експлуатації лез, відновлених даним методом, на їх поверхні утворюється пилоподібна форма.

Переваги такої форми – збільшення ріжучої довжини і площі контакту з ґрунтом і більше число концентраторів руйнування ґрунту. Працездатність робочих органів порівняно з серійними в 1,5-2,0 рази вище. Проте, вартість культиваторних лап, оброблених даним методом, набагато вище.

Незважаючи на наявні деякі технологічні рішення по підвищенню ресурсу деталей ґрунтообробних машин та знарядь, проблема підвищення їх довговічності залишається актуальною. Це, зокрема, виражається в зниженні ресурсу плужних лемешів (5...20 га на корпус), лап культиваторів (7...17 га на деталь) [1].

Одним із напрямів рішення проблеми підвищення ресурсу робочих органів ґрунтообробних машин є використання ефективних технологій їх відновлення. До числа таких технологічних процесів можна віднести наплавлення з твердих зносостійких покриттів, які дозволяють значно підвищити довговічність.

Використання дугового наплавлення забезпечує відновлення ресурсу зношених культиваторних лап, підвищення довговічності нових культиваторних лап, зміну геометрії їх робочих поверхонь і, тим самим, покращує характеристики робочого органу. Такий підхід в даних умовах є перспективним ресурсозберігаючим напрямом підвищення довговічності культиваторних лап з одночасним покращенням їх агротехнічних і силових характеристик.

Постановка завдання. Метою даної роботи є підвищення довговічності ґрунтообробних робочих органів за рахунок покращення їх агротехнічних та міцнісних характеристик.

Виклад основного матеріалу. При виборі способу відновлення деталей виходимо з необхідності відновлення геометричних розмірів і властивостей окремих

поверхонь ґрунтообробного робочого органу з врахуванням отримання покриття з максимально можливою зносостійкістю.

Аналіз способів, проведений на основі літературних джерел і досвіду ремонтних підприємств дозволяє зробити висновок про те, що в загальному об'ємі робіт по відновленню деталей вагоме місце займає дугове наплавлення [3].

Моделювання та розкриття основних закономірностей процесу абразивного зносу ріжучих елементів робочих органів ґрунтообробних машин і формування їх оптимальних конструктивних розмірів являється важливою задачею в проблемі підвищення ефективності їх роботи і надійності. Тертя та зношування поверхонь їх робочих органів є випадковим процесом, обумовленим зміною конструкційних розмірів і форми ріжучих елементів, знос яких можна описати диференціальним рівнянням:

$$\frac{du}{dt} = \varphi(u, t) + \psi(u, t)\zeta(t), \quad (1)$$

де $U(t) = \frac{u(t)}{u_{zp}}$ – функція відносного зносу;

$u(t)$ – поточний знос;

u_{zp} – граничний знос;

$\varphi(u, t)$ і $\psi(u, t)$ – функції, що характеризують інтенсивність зношування;

t – тривалість зношування.

Випадковий процес зносу оцінюється вірогідністю, яка в загальному виді задовольняє інтегральне рівняння Маркова, яке, при певних припущеннях, зводиться до рівняння:

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} = -\frac{\partial a(U, t)\omega}{\partial U} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 v(U, t)\omega}{\partial U^2}, \quad (2)$$

де $a(U, t)$, $v(U, t)$ – відповідно, коефіцієнти, що описують середню швидкість випадкового процесу зносу.

Щільність розподілу довговічності в даному випадку визначається величиною зносу у відповідності з однорідним процесом Маркова:

$$f(t) = \int_0^{\infty} g(t)\gamma(t-t_0)dt, \quad (3)$$

де $g(t)$ – щільність розподілу вірогідності поєднання досліджуваного процесу допустимим значенням зносу;

$\gamma(t-t_0)$ – щільність розподілу початкової стадії процесу зносу;

$$g(t) = -\frac{\partial}{\partial t} \int_{-\infty}^t (U_0, t_0, U, t)dt. \quad (4)$$

Спільне рішення рівнянь (2) і (4) дозволяє визначити закон розподілу зносу ріжучих елементів.

Оскільки довговічність ріжучого елемента визначається, насамперед, величиною зносу, то для визначення його закону розподілу, допускаємо, що зміна його середнього значення і дисперсії може бути описана лінійною залежністю:

$$\frac{dU}{dt} = I_1 + I_2 \xi(t), \quad (5)$$

де I_1, I_2 – постійні величини, що характеризують інтенсивність випадкової складової процесу зносу.

Величина зносу елемента робочої поверхні ріжучого елемента може бути визначена:

$$\Delta u(\Delta t) = u\left(\frac{S}{t_1}\right) - u\left(\frac{S}{t_2}\right), \quad (6)$$

де $u\left(\frac{S}{t_1}\right)$ і $u\left(\frac{S}{t_2}\right)$ – відповідно, випадкові функції, що характеризують знос елемента поверхні в момент часу t_1 і t_2 ;

$\Delta t = t_1 - t_2$ – тривалість зносу;

S – шлях тертя.

Математичне очікування і дисперсія при цьому будуть рівні:

$$M_u = M\left[u\left(\frac{S}{t_1}\right)\right] - M\left[u\left(\frac{S}{t_2}\right)\right]; \quad (7)$$

$$\sigma_u^2 = \sigma^2\left[u\left(\frac{S}{t_1}\right)\right] + \sigma^2\left[u\left(\frac{S}{t_2}\right)\right]. \quad (8)$$

Враховуючи рівняння (7) і (8), отримаємо вираз для коефіцієнтів рівняння (2):

$$a(U, t) = \frac{M\left[u\left(\frac{S}{t_1}\right)\right] - M\left[u\left(\frac{S}{t_2}\right)\right]}{(t_2 - t_1)\Delta u_0^2}; \quad (9)$$

$$b(U, t) = \frac{\sigma^2\left[u\left(\frac{S}{t_1}\right)\right] + \sigma^2\left[u\left(\frac{S}{t_2}\right)\right]}{(t_2 - t_1)\Delta u_0^2}, \quad (10)$$

де Δu_0 – умовний граничний знос, який вибирається з розрахунку, щоб між функціями $u\left(\frac{S}{t_1}\right)$ і $u\left(\frac{S}{t_2}\right)$ не було б кореляційного зв'язку.

Підставивши вирази (9) та (10) в рівняння (2), а також враховуючи рівняння (3) – (5) знаходимо щільність величини зносу:

$$f_u(t) = \frac{1}{I_2 t \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{1 - I_1 t^2}{2 I_2^2 t^2}\right], \quad (11)$$

$$\text{де} \quad I_1 = \frac{M_u}{\Delta t \Delta u_0}; \quad (12)$$

$$I_2 = \frac{1}{\Delta u_0} \cdot \frac{\sigma_u}{\sqrt{\Delta t}}; \quad (13)$$

де Δt – тривалість роботи до граничного зносу.

Інтегральний закон розподілу зносу, що відповідає диференційному закону (11), має вид:

$$F_u(t) = \Phi\left(\frac{I_1 t - 1}{I_2 \sqrt{t}}\right) + \exp\left(\frac{2 I_1}{I_2^2}\right) \Phi\left(\frac{I_1 t + 1}{I_2 \sqrt{t}}\right), \quad (14)$$

$$\text{де} \quad \Phi'(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} e^{-\frac{x^2}{2}} dx - \text{інтеграл Лапласа.}$$

Виходячи із рівняння (11), отримаємо вираз для математичного очікування і дисперсії довговічності.

$$M_t = \frac{I}{I_1}; \quad \sigma_t^2 = \frac{I_2^2}{I_1^3}. \quad (15)$$

Таким чином, визначений закон розподілу довговічності ріжучого елемента, виходячи із інтегрального рівняння Маркова.

Крива щільності розподілу величини зносу ширини ріжучого елемента нової культиваторної лапи із сталі 65Г представлена на рис. 1.

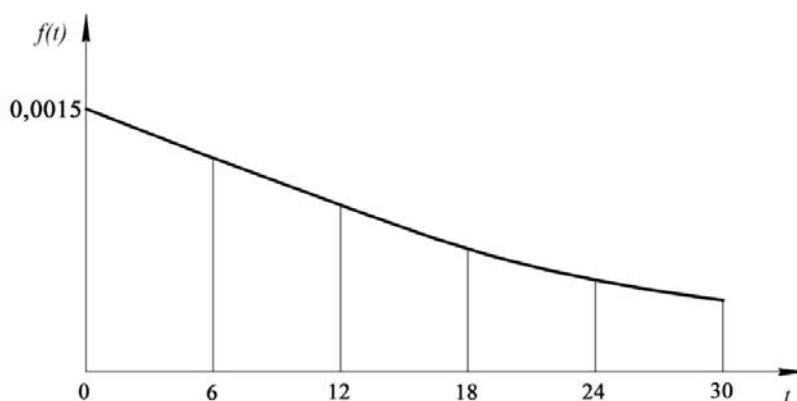


Рисунок 1 – Щільність розподілу величини зносу ріжучого елементу

Щільність розподілу зносу ріжучого елементу є випадковою величиною і на часовому відрізку t підпорядковується закону нормального розподілу.

Висновок. В результаті проведених досліджень визначена силова характеристика з врахуванням сил тертя, що діє в процесі роботи стрілкової культиваторної лапи, розрахована щільність розподілу величини зносу ріжучого елементу, визначений закон розподілу його довговічності.

Список літератури

1. Дудников, А.А. Технологические способы повышения долговечности и ресурса рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] / А.А. Дудников, А.И. Беловод, А.Г. Пасюта, А.А. Келемеш, А.В. Горбенко // Технологический аудит и резервы производства. – 2015. – №5/1 (25). – С. 4-7.
2. Дудніков, А.А. Підвищення надійності робочих органів ґрунтообробних машин [Текст] / А.А. Дудніков, О.І. Біловод, А.Г. Пасюта. Вісник ПДАА. – Полтава, 2014. – Вип. 3. – С. 172-177.
3. Дудников, А.А. Анализ методов восстановления и упрочнения элементов рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] / А.А. Дудников, А.И. Беловод, А.Г. Пасюта. Материалы Международной научно-практической конференции, Минск: БГАТУ, 2014. – Т. 2. – С. 104-106

Anatoly Dudnikov, Prof., PhD tech. sci., Igor Dudnikov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vladimir Dudnik, Assos. Prof., PhD tech. sci., Alexander Gorbenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Taras Lapenko, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Poltava State Agrarian Academy, Poltava, Ukraine

Improvement of durability of soil working machinery

The mathematical model of prediction of durability of working bodies of soil-working machines with the purpose of choosing the method of their restoration is analyzed.

The process of formation of the geometry of the working surface during its restoration by reinforcing surfacing has been researched and its influence on the increase of durability of the cutting element of the stiffened cultivar leg is estimated.

As a result of the conducted research the power characteristic, taking into account the frictional forces acting in the process of working on the arrowhead cultivar paw, is calculated, the density of the distribution of the size of the wear element of the cutting element is calculated.

surfacing, restoration, friction force, process, durability, cutting element, mathematical model

Одержано 11.10.17

УДК 631.331.85

В.Р. Паньків, асп.*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна**E-mail: Vitaliipankiv25@gmail.com*

Теоретична модель функціонування гвинтового транспортера

Розробка високоефективних технологічних процесів транспортування, як одиночних кускових, так і сипучих матеріалів вимагає інтегрованого наукового підходу до вирішення задач подальшого удосконалення гвинтових механізмів транспортних систем машин з метою підвищення їх показників роботи. Поставлені завдання вирішуються на основі подальшого удосконалення методології та методики оптимізації технологічних показників процесу транспортування матеріалів і конструктивно-кінематичних параметрів та режимів роботи транспортних систем. Теоретичні дослідження технологічного процесу переміщення дискретних одиничних матеріалів проведено шляхом моделювання процесу їх транспортування по робочих органах гвинтового транспортера з використанням рівнянь матеріального балансу та поняття «вхід-вихід» складної матеріальної динамічної системи. З умови забезпечення технологічності функціонування системи розроблено математичні моделі, які характеризують процес інтенсифікації роботи гвинтових транспортних механізмів.

транспортна система, сукупний бункер, сукупний канал, вхідний потік, вихідний потік, шнековий конвеєр, дискретний потік, дискретна одиниця матеріалу

В.Р. Паньків, асп.*Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, г. Тернополь, Украина*

Теоретическая модель функционирования винтового транспортера

Разработка высокоэффективных технологических процессов транспортирования, как одиночных кусковых, так и сыпучих материалов предполагает интегрированный научный подход до решения задач последующего усовершенствования винтовых механизмов транспортных систем машин с целью повышения их показателей работы. Поставленные задачи решаются на основании последующего усовершенствования методологии и методики оптимизации технологических показателей процесса транспортирования материалов и конструктивно-кинематических параметров и режимов работы транспортных систем. Теоретические исследования технологического процесса перемещения дискретных единичных материалов проведено путем моделирования процесса их транспортировки по рабочим органам винтового транспортера с использованием уравнений материального баланса и понятия «вход-выход» сложной материальной динамической системы. С условия обеспечения технологичности функционирования системы разработано математические модели, которые характеризуют процесс интенсификации работы винтовых транспортных механизмов.

транспортная система, совокупный бункер, совокупный канал, входной поток, выходной поток, шнековый конвейер, дискретный поток, дискретная единица материала

Постановка проблеми. Гвинтові транспортери у якості транспортних механізмів застосовують в аграрній сфері виробництва, переробній та харчовій галузях промисловості, специфіка яких обумовлена наявністю широкої гами технологічних процесів збирання та переробки продукції рослинництва. Удосконалення існуючих конструкцій гвинтових транспортних механізмів і обґрунтування їх раціональних параметрів і режимів роботи дозволяє істотно підвищити продуктивність роботи та надійність виконання технологічних операцій.

© В.Р. Паньків, 2017

При цьому шнекові конвеєри за ознакою своїх конструктивних особливостей можуть одночасно виконувати декілька суміжних функцій і операцій – змішування продуктів, подрібнення або дроблення матеріалів, дозування тощо [1, 2].

Поєднання виконання однієї або декількох технологічних операцій, поряд з транспортуванням матеріалів, яке притаманне комбінованим гвинтовим транспортерам, є їх визначальною ознакою.

Тому розробка удосконалених конструкцій комбінованих гвинтових транспортерів, які забезпечують одночасне подрібнення та транспортування матеріалів і обґрунтування раціональних параметрів робочих органів транспортних механізмів, є важливим науковим завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Призначення та сутність будь-якої моделі полягає в тому, що вона повинна адекватно описувати і характеризувати основні властивості об'єкта наукового дослідження. Крім того, вона повинна бути більш зручною з точки зору проведення досліджень, ніж реальний існуючий об'єкт і відображати його суттєві (істотні) та несуттєві властивості, які залежать від поставлених мети та задач дослідження.

В цьому аспекті теоретична модель транспортної системи повинна більшою мірою адекватно описувати закономірності, принципи та в меншій – форму їх реалізації в конкретному робочому випадку.

Проведений аналіз сучасного стану функціонування гвинтових транспортних механізмів [3-7] показав, що існують значні передумови для проведення подальших наукових робіт, які спрямовані на розробку, дослідження та впровадження в виробництво енергозберігаючих, високотехнологічних комбінованих гвинтових транспортерів, які забезпечують ефективне виконання суміжних функціональних операцій, як транспортування, так і одночасного подрібнення сировини з продуктів сільськогосподарського виробництва в процесі її переробки.

Відсутність узагальнених моделей процесу функціонування робочих елементів транспортних систем і машин загалом зумовило проведення даних досліджень.

Постановка завдання. Метою досліджень є удосконалення методології та методів оптимізації параметрів і режимів роботи транспортних систем машин.

На основі проведеного аналізу технологічних процесів роботи транспортних систем було встановлено головні основоположні процеси, які повинна відображати теоретична модель: за наявності взаємодію підсистем або систем загалом; взаємодію окремих конструктивних елементів у транспортній системі; сутність характеру технологічного процесу пропускання та перетворення транспортних потоків; завдання та сутність керування (регулювання, управління і т.п.) транспортними потоками в підсистемах і транспортних системах загалом.

Все це дозволить на науковому рівні розробити методики і методології обґрунтування, розрахунку та оптимізації параметрів і режимів роботи транспортних систем, зробити обґрунтовані висновки та за результатами проведеного ефективного моделювання навести раціональні рекомендації застосування транспортних механізмів.

Виклад основного матеріалу. У нашому випадку, зважаючи на конструктивні особливості комбінованого гвинтового транспортера або транспортної системи (рисунок), за базові елементи теоретичної моделі обрано складові структурні елементи «пропускний канал» і «завантажувальний бункер», при цьому в даному аспекті ці структурні елементи в загальному контексті є досить абстрактними.

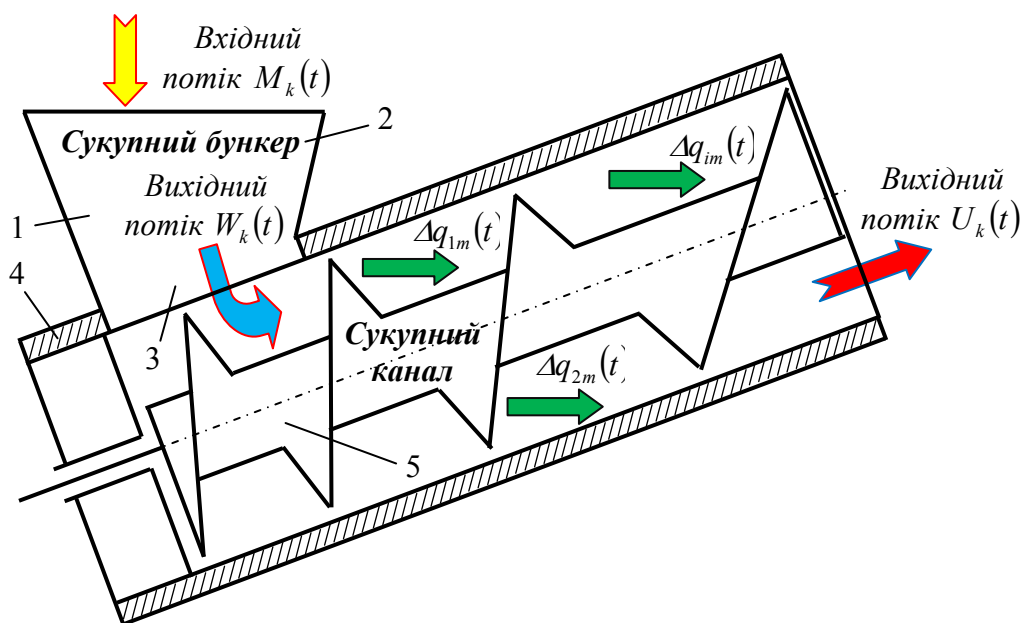
«Пропускний канал» це узагальнений пристрій, призначений для пропуску об'ємних, масових, поштучних тощо одиниць матеріалу (в подальшому – дискретні одиниці матеріалу) транспортного потоку, «завантажувальний бункер» – узагальнений

пристрій, що має властивість накопичувати дискретні одиниці матеріалу транспортного потоку та трансформувати його властивості.

У теоретичній моделі вся система являє собою сукупний канал і бункер (рис. 1). У цьому контексті комбінований гвинтовий транспортер, як окрема транспортна система, виконує подвійну функцію – функцію каналу для пропуску транспортних потоків і функцію накопичувального бункера, в якому формуються, підсилюються та поглинаються відповідні процеси, або відповідні збурення процесів, тобто взаємодія цих структурних елементів характеризує та регламентує технологічні процеси в транспортних системах.

Для розробки ідеальної математичної моделі транспортної системи (комбінованого гвинтового транспортера) необхідно прийняти і записати вихідні поняття та початкові умови, тобто за мірою можливості формалізувати (прийняти певні припущення та спрощення процесу роботи) об'єкт дослідження, при цьому транспортним потоком приймаємо сукупність дискретних одиниць матеріалу, який переміщується по системі – сукупному завантажувальному бункеру та каналу:

- завантажувальним бункером (сукупним бункером) є конструктивний елемент транспортної системи, що описується та характеризується наступними технологічними параметрами: вхідний потік дискретних одиниць матеріалу в вхідну горловину сукупного бункера, позначимо через $M_k(t)$; вихідний потік дискретних одиниць матеріалу через вихідну горловину сукупного бункера, позначимо через $W_k(t)$; поточну ємність завантажувального бункера або технологічний стан завантажувального бункера, позначимо $M_o(t)$; граничну або стаціонарну ємність (місткість) завантажувального бункера, позначимо через Q_o ;



1 – завантажувальний бункер; 2, 3 – вхідна та вихідна горловина; 4 – кожух; 5 – шнековий конвеєр

Рисунок 1 – Структурна модель транспортної системи

- сукупний канал це структурний елемент транспортної системи з наступними параметрами: вхідний потік дискретних одиниць матеріалу в сукупний канал (в шнековий конвеєр гвинтового транспортера), позначимо через $W_k(t)$, що адекватно

вихідному потоку дискретних одиниць матеріалу через вихідну горловину завантажувального бункера; вихідний потік дискретних одиниць матеріалу із сукупного каналу, позначимо через $U_k(t)$; час переміщення дискретних одиниць матеріалу в сукупному каналі, позначимо через $\tau_k(t)$;

- пропускну здатність транспортної системи позначимо через $Q_m = const$; величину приросту пропускної здатності транспортної системи за рахунок збільшення кроку наступного витка шнекового конвеєра позначимо, відповідно, через $\Delta q_{1k}(t), \Delta q_{2k}(t), \dots, \Delta q_{ik}(t)$, $i = 1, 2, \dots, n$; вхідний $W_k(t)$ і вихідний $U_k(t)$ потоки не перевищують пропускної здатності каналу, яку позначимо через Q_k , є непостійними та змінюються в часі; вихідний потік каналу $U_k(t)$ дорівнює вхідному потоку $W_k(t)$ за умови деякої різниці за час переміщення дискретної одиниці матеріалу; час переміщення дискретних одиниць матеріалу $\tau_k(t)$ на відміну від пропускної здатності каналу є непостійною величиною, тобто $\tau_k(t) \neq const$.

Із погляду системного підходу до аналізу технологічних об'єктів запропоновано, що аналітичний опис складних транспортних систем і робочих органів, які транспортують вхідний потік технологічної маси, необхідно моделювати на основі рівнянь матеріального балансу і поняття “вхід-вихід” системи [8].

Для аналізу технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером розглянемо його конструктивно-функціональну схему, яку наведено на рисунку.

У цьому аспекті функціонування (функціональний опис) технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу комбінованим гвинтовим транспортером можна представити у вигляді переміщення суцільного дискретного потоку по його робочих конструктивних елементах або органах.

На основі прийнятих припущень та згідно з рисунком можна записати характерні для кожного конструктивного елемента транспортної системи наступні аналітичні співвідношення:

- для сукупного бункера за всіх значень часу t дотримуються такі умови:

$$M_o(t) \leq Q_o; M_o(t + \Delta t) = M_o(t) + M_k(t) - W_k(t) \leq Q_o; \quad (1)$$

- для сукупного каналу:

$$W_k(t) \leq Q_m \leq Q_k; U_k(t) \leq Q_m \leq Q_k; U_k(t) = W_k[t - \tau_k(t)] \leq Q_m \leq Q_k; \quad (2)$$

$$W_k(t + \Delta t) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \Delta q_{1m}[\tau_{1k}(t)] + q_{2m}[\tau_{2k}(t)] + \dots + q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t), \quad (3)$$

або

$$W_k(t + \Delta t) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t), \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (4)$$

де $\Delta t = 1$ – одиничний час проходження дискретної одиниці матеріалу.

Тоді згідно (1)-(4) можна записати

$$M_o(t + 1) \leq W_k(t + 1) \leq U_k(t) \leq W_k(t) + \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t) \leq Q_o \leq Q_m \leq Q_k \leq U_k(t), \quad (5)$$

при цьому

$$M_o(t+1) = M_o(t) + M_k(t) - W_k(t) \leq W_k(t) + \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] \leq U_k(t) \leq Q_o \leq Q_m \leq Q_k \leq U_k(t). \quad (6)$$

Через наявні мінливості часу переміщення дискретних одиниць матеріалу в сукупному каналі, або часу ходу дискретних одиниць матеріалу при проходженні через канал, стабільність дискретного потоку матеріалу значно знижується. При цьому дискретний потік одиниць матеріалу стає більш дезорганізованим, непостійним і змінним в деякому часі.

У цьому контексті для ефективного транспортування потоку (пропуску потоку без порушення технологічного процесу переміщення дискретних одиниць матеріалу, або стабілізації руху потоку) потрібно забезпечити резерв пропускної здатності Q_k , тобто

$$\tilde{q}_k = U_{k.c}(1 + \Psi_k) \leq Q_k, \text{ або } U_{k.c}(1 + \Psi_k) \leq Q_m \leq Q_k, \quad (7)$$

де \tilde{q}_k – аналітично-розрахунковий вихідний потік дискретних одиниць матеріалу;

Ψ_k – показник дезорганізації потоку дискретних одиниць матеріалу;

$U_{k.c}$ – середнє значення вихідного потоку U_k сукупного каналу.

Показник дезорганізації потоку Ψ_k можна розглядати в даному випадку як аналог коефіцієнта нерівномірності μ_n , при цьому

$$\Psi_k(\Delta t) = \mu_n(\Delta t) = [W_k(t) \pm W_k(\Delta t)] / W_k(t), \quad (8)$$

де $W_k(\Delta t)$ – значення дезорганізації потоку за одиничний час Δt проходження дискретної одиниці матеріалу.

Тоді, з врахуванням (7) маємо

$$\tilde{q}_k = U_{k.c} \left(1 + \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \right) \leq Q_m \leq Q_k, \text{ або } U_{k.c} \left(1 + \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \right) \leq Q_m \leq Q_k. \quad (9)$$

На виході з сукупного каналу дезорганізація потоку дискретних одиниць матеріалу зростає, а сукупний бункер, на відміну від каналу, здатний знижувати нерівномірність, тобто відновлювати організацію потоку, при цьому

$$\mu_n^{(U_k)}(\Delta t) = \mu_n^{(W_k)}(\Delta t) \pm \Delta \mu_n(\Delta t), \text{ або } \frac{U_k(t) \pm U_k(\Delta t)}{U_k(t)} = \frac{W_k(t) \pm W_k(\Delta t)}{W_k(t)} \pm \Delta \mu_n(\Delta t), \quad (10)$$

де вираз (+) $\Delta \mu_n(\Delta t)$ характерний для сукупного каналу, а вираз (-) $\Delta \mu_n(\Delta t)$ – для сукупного бункера.

На основі цього можна стверджувати, що вихідний потік $U_k(t)$ з сукупного каналу є керованою величиною, якою можна керувати в процесі оптимізації технологічних параметрів роботи комбінованого гвинтового транспортера, при цьому значення величини дезорганізації потоку $\Delta \mu_n(\Delta t)$ буде залежати від граничної або стаціонарної ємності (місткості) завантажувального бункера Q_o та коефіцієнта його

заповнювання матеріалом.

Для узгодження вхідного і вихідного потоку дискретних одиниць матеріалу сукупного бункера можна записати, що

$$\frac{M_k(t)}{1 + \mu_n^{(M_k)}} = \frac{W_k(t)}{1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t)}; \quad (11)$$

$$\frac{M_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)}} = \frac{W_k(t)}{1 + \frac{M_k(t) \pm M_k(\Delta t)}{M_k(t)} - \Delta\mu(\Delta t)}. \quad (12)$$

Якщо припустити, що $W_k(\Delta t) = \sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]$, тоді друге рівняння (10) можна записати у вигляді

$$U_k(\Delta t)/U_k(t) = \left(\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]/W_k(t) \right) + \Delta\mu_n(\Delta t). \quad (13)$$

При цьому можна констатувати, що чим більше нерівномірний вхідний потік та чим більше демпфіруюча здатність бункера, або величини дезорганізації потоку $\Delta\mu_n(\Delta t)$, тим більшою може бути різниця між пропускною здатністю сукупного бункера та сукупного каналу.

Підставивши значення вхідного потоку $W_k(t)$ із (11) в рівняння (13), отримано залежність для визначення значення вихідного потоку $U_k(t)$ сукупного каналу, при цьому

$$U_k(\Delta t)/U_k(t) = \left(\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] / \left(\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} \right) \right) + \Delta\mu_n(\Delta t); \quad (14)$$

$$U_k(t) = \frac{U_k(\Delta t) \left(\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} \right)}{\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)] + \left(\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} \right) \Delta\mu_n(\Delta t)}, \quad (15)$$

або

$$U_k(t) = \frac{U_k(\Delta t)}{\frac{\sum_{i=1}^n q_{im}[\tau_{ik}(t)]}{\frac{M_k(t)(1 + \mu_n^{(M_k)} - \Delta\mu(\Delta t))}{1 + \mu_n^{(M_k)}} + \Delta\mu_n(\Delta t)}} \leq Q_m \leq Q_k. \quad (16)$$

Одержане рівняння (16) є детермінованою математичною моделлю, яка описує характер протікання технологічного процесу транспортування дискретних одиниць матеріалу робочими органами комбінованого гвинтового транспортера з умови раціонального забезпечення технологічності функціонування транспортної системи.

Висновки. На основі розгляду матеріального балансу вхідних і вихідних потоків дискретних одиниць матеріалу розроблено математичні моделі інтенсифікації процесу транспортування матеріалів у гвинтовому транспортері.

Отримані залежності, які змінні в часі, характеризують взаємозв'язок переміщення компонентів дискретних одиниць матеріалу по робочих поверхнях сукупного бункера та сукупного каналу гвинтового транспортера.

Спільний розв'язок моделей із застосуванням, наприклад, прямого та зворотного перетворення Лапласа дозволить оптимізувати конструктивно-кінематичні параметри та режими роботи робочих органів транспортно-технологічних систем і транспортних машини загалом.

Список літератури

1. Дубровин, В. Идентификация процесса разработки адаптированной корнеуборочной машины [Текст] / В. Дубровин, Г. Голуб, В. Теслюк, В. Барановский // MOTROL. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and argil-food industry machinery. – Lublin-Rzeszow, 2013. – Vol. 15. – № 3. – С. 243–255.
2. Гевко, Ів.Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів [Текст]: автореферат дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11 / Ів.Б. Гевко. – Львів, 2013. – 40 с.
3. Nevko R.B. Mathematical model of the pneumatic-screw conveyor screw mechanism operation [Text] / R.B. Nevko, V.O. Dzyura, R.M. Romanovsky // INMATEH. Agricultural engineering. – 2014. – Vol. 44. – No.3. – P. 103–110.
4. Гевко, І. Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання [Текст] / І. Б. Гевко. – Тернопіль : ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.
5. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями [Текст] / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С. 197–210.
6. Nevko, R.B. The investigation of the process of a screw conveyer safety device actuation [Text] / R.B. Nevko, O.M. Klendiy // INMATEH. Agricultural engineering. – 2014. – Vol. 42. –No.1. – P. 55–60.
7. Рогатинський, Р. Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем [Текст] / Р. Рогатинський, І. Гевко, Л. Рогатинська // Вісник ТНТУ. – 2013. – № 1 (69). – С. 123–230.
8. Погорелый, Л. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз [Текст] / Л. В. Погорелый, М. В. Татьяна. – К. : Феникс, 2004. – 232 с.

Vitaliy Pankiv, post-graduate

Ternopil National Technical University named after Ivan Puluy, Ternopil, Ukraine

Theoretical model of screw conveyor functioning

Development of highly efficient technological processes of transportation, both as single lumpy and loose materials suppose an integrated scientific approach to solving the problems of the subsequent improvement of screw mechanisms of transport systems machines in order to increase their performance.

Operating objectives was resolved on the basis of the subsequent improvement of the methodology and methods of the technological indicators optimization of technological indicators of the process of material transportation and constructive-kinematic parameters and working modes of transport systems. Theoretical studies of the technological process of the movement of discrete single materials were carried out by modeling the process of their transportation along the working bodies of the screw conveyor using the equations of material balance and the concept of “input-output” of a complex material dynamic system. With the condition of ensuring the technological functionality of the system developed mathematical models that characterize the process of intensification of screw transport mechanisms.

A joint solution of the developed models will allow to optimize the constructive-kinematic parameters of the working bodies and operation modes of the screw transport mechanisms. The solution of mathematical models allows to optimize rational parameters and operating modes of screw conveyors.

transport system, cumulative bin, cumulative channel, input stream, output stream, screw conveyor, discrete flow, discrete unit of material

Одержано 06.10. 17

УДК621.929.7

Г.М. Калетнік, проф., д-р екон. наук, акад. НААН України, В.П. Янович, доц., канд. техн. наук

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

E-mail: yanovichvitaliy@i.ua

Обґрунтування режимних параметрів вібраційної машини для змішування сипких мас

В статті наведено аналіз технологічних параметрів вібровідцентрового змішувача та їх вплив на кінетику процесу приготування сипких мас. Аналіз отриманих експериментальних даних дозволив встановити раціональні режимні параметри дослідної вібромашини за умови зменшення енерговитрат на організацію досліджуваного процесу.

сипкі маси, вібровідцентровий змішувач, режимні параметри, енерговитрати, неоднорідність суміші

Г.М.Калетник, проф., д-р экон. наук, акад. НААН Украины, В.П.Янович, доц., канд. техн. наук

Винницкий национальный аграрный университет, г.Винница, Украина

Обґрунтування режимних параметрів вібраційної машини для змішування сипких мас

В статье приведен анализ технологических параметров виброцентробежного смесителя и влияние его технологических параметров на кинетику процесса смешивания сыпучих масс. Анализ полученных экспериментальных данных позволил установить рациональные режимные параметры разработанной вибромашини при условии уменьшения энергозатрат на организацию исследуемого процесса смешивания.

сыпучие массы, виброцентробежный смеситель, режимные параметры, энергозатраты, неоднородность смеси

Постановка проблеми. За останні десятиріччя вібраційна технологія набула більш широкого використання в різних галузях господарства України. Її застосування дало змогу докорінно вдосконалити традиційні та розробити нові технологічні процеси і засоби для їх реалізації. Тому у більшості існуючих технологій може використовуватись вібротехніка, так як вібраційні машини значно ефективніші від звичайних, споживають менше енергії.

Підвищення вимог до якості готових сумішей сипучих матеріалів, що використовуються для отримання кінцевого продукту у харчовому та фармацевтичному виробництві, хімічній промисловості і переробці сільськогосподарської сировини, зумовило необхідність створення принципово нових, досконалих конструкцій обладнання для змішування.

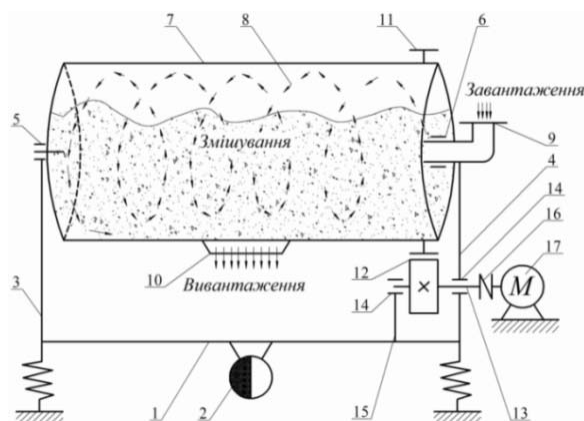
Аналіз останніх досліджень і публікацій. Різноманітність властивостей сипучої продукції, високі вимоги до однорідності сумішей створили умови для глибокого вивчення суті процесу змішування та його закономірностей[1-6]. Складність здійснення процесу змішування, насамперед, залежить від агрегатного стану компонентів суміші. Відповідно, до найбільш незручних для змішування належать сипучі матеріали. Це пояснюється складністю та специфічністю проведення аналізу властивостей сипучих матеріалів, якості складених композицій. Основною умовою досягнення максимальної однорідності сипких матеріалів є створення в мікро- та

макрооб'ємах значних градієнтів швидкостей зсувних деформацій, що неможливо здійснити у традиційних змішувачах, які, крім того, мають високі питомі енергозатрати та значну тривалість робочого циклу обробки.

Постановка завдання. Встановлення діапазону ефективних режимів роботи вібровідцентрового змішувача для приготування комплексних сумішей шляхом проведення експериментальних досліджень впливу його технологічних параметрів на кінетику досліджуваного процесу.

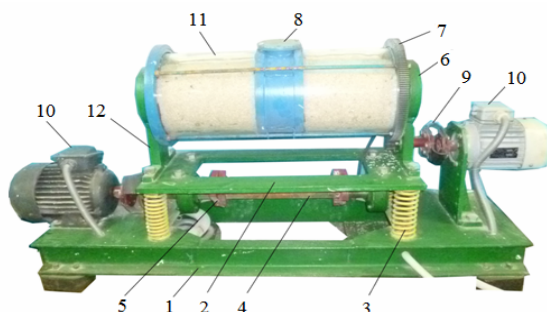
Викладення основного матеріалу. Для реалізації процесу приготування високооднорідних сипких субстанцій було спроектовано та виготовлено дослідну модель вібровідцентрового змішувача (рис. 1, 2) [7, 8]. Запропонована конструкція реалізовує ідею комбінованої взаємодії вібраційного та обертального руху виконавчого органа з можливістю змішування у псевдозрідженому стані оброблюваного середовища.

Принцип роботи даної конструкції полягає в такому. Після завантаження необхідної кількості сировини через патрубок в циліндричний контейнер для приготування однієї партії продукції вмикають електродвигун та вібропривод, що призводить до плоского коливання підпружиненої платформи. В свою чергу крутний момент від електродвигуна через еластичну муфту, приводний вал та шестерню створює обертання вінця і, як наслідок, циліндричного контейнера із спіралеподібним інтенсифікатором. Після досягнення необхідної однорідності матеріалу, двигун і вібропривод вимикають та вивантажують сировину через патрубок.



- 1 – платформа; 2 – вібропривід; 3, 4 – стійки; 5, 6 – підшипникові вузли; 7 – контейнер; 8 – траскторія руху сировини; 9, 10 – патрубки для завантаження та вивантаження продукції; 11 – вінць;
12 – шестерня; 13 – приводний вал; 14 – підшипникові вузли; 15 – стійки; 16 – еластичні муфти;
17 – електродвигун

Рисунок 1 – Принципова схема вібровідцентрового змішувача



- 1 – станина; 2 – коливна платформа; 3 – пружні елементи; 4 – приводний вал; 5 – дебаланси;
6 – підшипникові вузли; 7 – зубчастий вінць; 8 – завантажувальна горловина; 9 – еластична муфта;
10 – електродвигун; 11 – змішувальна камера; 12 – стійки

Рисунок 2 – Загальний вигляд вібровідцентрового змішувача

Такий обертовий та коливальний технологічні рухи виконавчого органа змішувача дозволяють значно послабити дію адгезійних сил, підвищити циркуляційний рух оброблюваного матеріалу і, як наслідок, покращити показники якості вихідної суміші. В результаті механічної взаємодії вібрації, інерційного та гравітаційного ефектів на виконавчий орган змішувача та масу продукції має місце значна інтенсифікація процесу перемішування.

Розроблена машина характеризується наявністю силового методу віброзбудження, максимальне значення змушуючої сили, що генерується внаслідок обертання ексцентрично розміщених мас, становить $F = 5,2$ кН.

Проведені експериментальні дослідження кінематичних та швидкісних характеристик змішувальної камери розробленої вібромашини засвідчили [9], що крива амплітуди коливань, залежно від кутової швидкості приводного вала, умовно поділяється на три характерних режими роботи: дорезонансний при $\omega = 0-31$ рад·с⁻¹, резонансний $\omega = 36-57$ рад·с⁻¹ та зарезонансний $\omega = 67-118$ рад·с⁻¹, де спостерігається стабілізація амплітуди коливань. При чому в робочому зарезонансному режимі, значення амплітуди коливань перебуватиме в діапазоні $A = 2-2,2$ мм.

Серед енергетичних параметрів вібрації варто відзначити роботу змушуючих сил або моментів та внутрішніх сил опору коливної системи. Робота зовнішніх сил створюється невірноваженими масами та витрачається на здолаття сил опору системи і забезпечення коливного руху виконавчих органів вібраційної технологічної машини із заданими параметрами.

Для оцінення енерговитрат досліджуваної вібромашини було проведено серію експериментальних досліджень залежно від зміни ступеня завантаження та коефіцієнта вібрації, значення якого наведено у табл. 1.

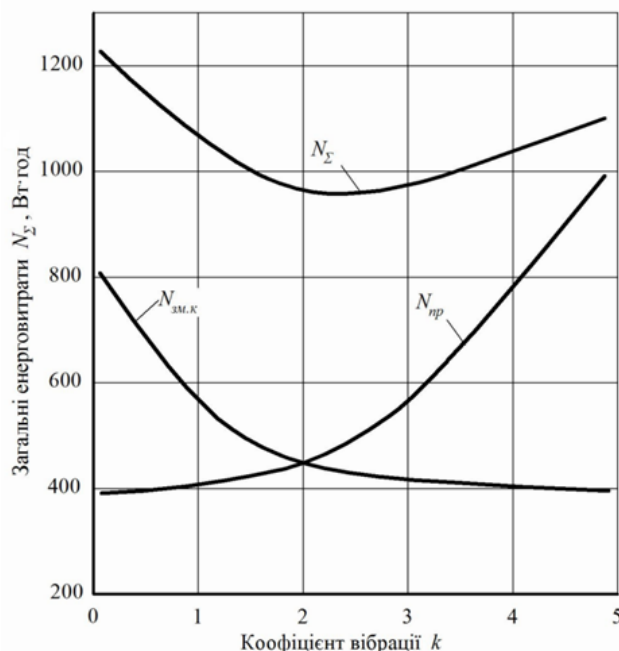
Таблиця 1 – Параметри коефіцієнта вібрації k

Кут розвороту дебалансів α , град.	Вимушуюча сила дебалансів F , кН	без завантаження			$\frac{1}{2}$ завантаження			$\frac{3}{4}$ завантаження		
		A , мм	$k = a^2 g^{-1}$	N , Вт·год	A , мм	$k = a^2 g^{-1}$	N , Вт·год	A , мм	$k = a^2 g^{-1}$	N , Вт·год
0	6,0	3,0	5,2	720	2,7	5,0	800	2,3	4,8	880
45	5,2	2,8	4,5	850	2,2	4,2	900	2,0	4,0	950
90	4,5	2,2	3,7	900	2,0	3,1	950	1,7	3,0	1000
112	3,0	2,0	2,5	980	1,8	2,2	1080	1,5	2,0	1110
135	1,5	1,5	1,2	1000	1,2	1,0	1150	1,2	0,8	1250

Графічна інтерпретація отриманих даних на рис. 3 засвідчила, що зростання коефіцієнта вібрації виконавчого органа машини з 1,2 до 5,2 супроводжується підвищенням енерговитрат віброзбуджувача з $N_{np} = 0,4$ кВт·год до $N_{np} = 1,0$ кВт·год та зменшенням енерговитрат на приводі змішувальної камери з $N_{зм.к} = 0,8$ кВт·год до $N_{зм.к} = 0,4$ кВт·год. Це обумовлює появу мінімуму сумарних енерговитрат на реалізацію активної обробки сировини за умови безперервного підкидання частинок сипкого матеріалів. Зменшення енерговитрат на привод змішувальної камери зі зростанням

коефіцієнта режиму вібрації пояснюється зменшенням ефективних коефіцієнтів внутрішнього та зовнішнього тертя під дією вібраційного поля.

Базуючись на вищезазначених даних, можна зробити висновок, що зміна коефіцієнта вібрації є одним з домінуючих факторів сумарних енерговитрат розробленої вібромашини за реалізації процесу змішування.



$$N_{\Sigma} = N_{пр} + N_{зп.к} - \text{сумарні енергетичні витрати}$$

Рисунок 3 – Залежність енерговитрат віброзмішувача від коефіцієнта вібрації $k = a^2 g^{-1}$ при $n_{зп.к} = 70 \text{ хв}^{-1}$, $n_{пр} = 1100 \text{ хв}^{-1}$, ступінь завантаження $\frac{3}{4}$

Також було проведено аналіз енерговитрат привода змішувальної камери залежно від коефіцієнта вібрації та частоти обертання змішувальної камери (рис. 4), який засвідчив, що при збільшенні $n_{зп.к}$ до 70 хв^{-1} та кожного значення k від 1,2 до 5,2 спостерігається збільшення $N_{зп.к}$ на $50 \text{ Вт} \cdot \text{год}$.

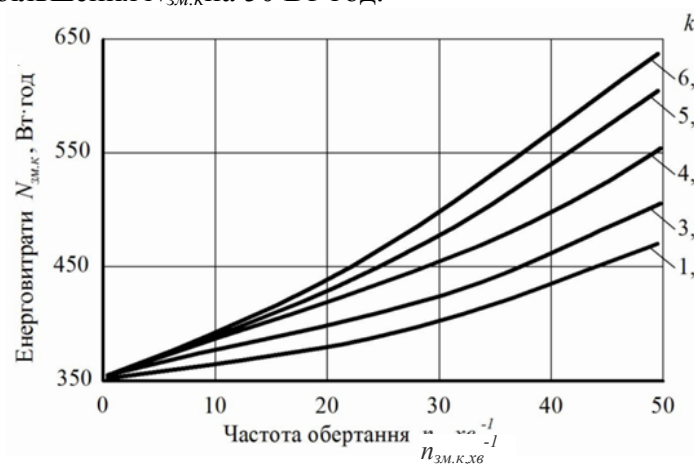
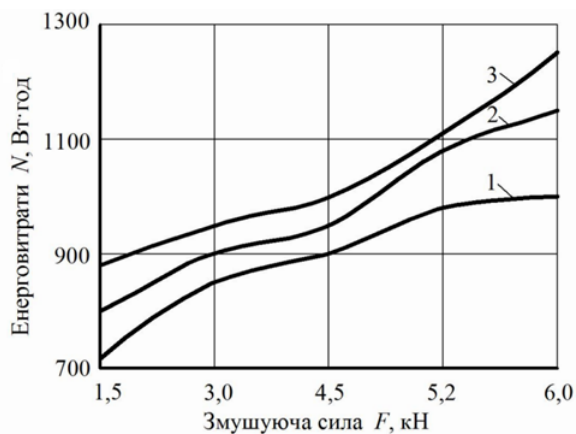


Рисунок 4 – Залежність енерговитрат привода змішувальної камери від частоти обертання контейнера та зміни коефіцієнта режиму вібрації

Проведена оцінка сумарних енерговитрат та загальної амплітуди коливань при варіації величини змушуючої сили та коефіцієнта завантаження оброблюваним

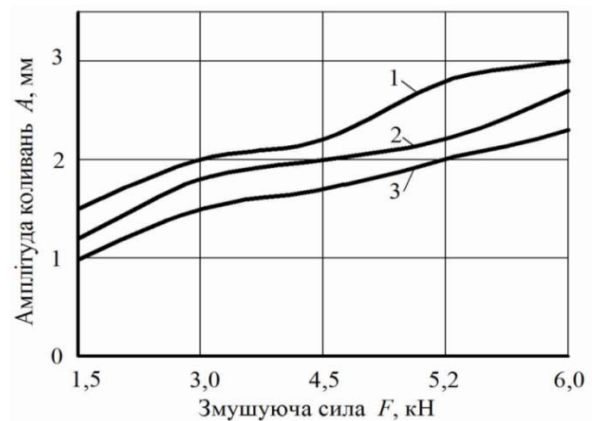
матеріалом (рис. 5, 6), засвідчили практично пропорційне зростання амплітуди коливань виконавчого органа машини та її енерговитрат. Так, без завантаження оброблюваного матеріалу: при $k=1,5 - N_{\Sigma}$ енерговитрати становлять $0,9 \text{ кВт}\cdot\text{год}$, $A=1,5 \text{ мм}$; при $k=4,5 - N_{\Sigma}=1,0 \text{ кВт}\cdot\text{год}$, $A=2,5 \text{ мм}$; при $k=1,5 - N_{\Sigma}=0,9 \text{ кВт}\cdot\text{год}$, $A=1,5 \text{ мм}$; $k=5,2 - N_{\Sigma}=1,1 \text{ кВт}\cdot\text{год}$, $A=2,8 \text{ мм}$.

Також варто відзначити, що отримані експериментальні дані дозволили зробити висновок, що зі збільшенням ступеня завантаження сировини амплітуда коливань зменшується в 1,5 раза, дане явище зумовлене значним зростанням дисипативних сил оброблюваного матеріалу та реалізує зміщення амплітуди коливань контейнера в напрямку збільшення кутової швидкості приводного вала віброзбуджувача, тоді як загальні енерговитрати зростають в 1,6 раза.



1 – при $r = \frac{3}{4}$; 2 – при $r = \frac{1}{2}$; 3 – без технологічного наповнювача

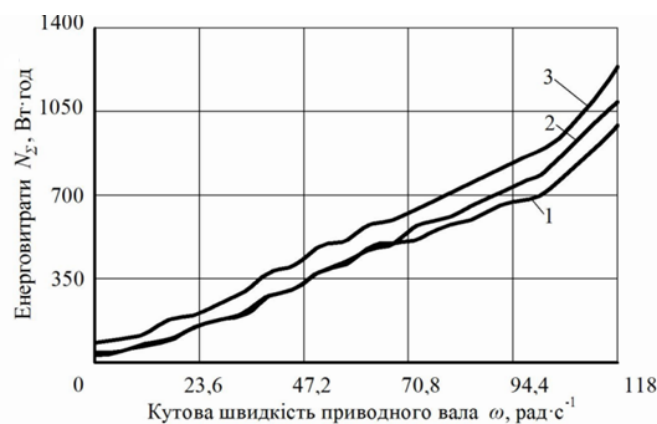
Рисунок 5 – Залежність енерговитрат вібромашини від величини змущуючої сили та коефіцієнта завантаження оброблюваної сировини



1 – при $r = \frac{3}{4}$; 2 – при $r = \frac{1}{2}$; 3 – без технологічного наповнювача;

Рисунок 6 – Залежність амплітуди коливань від змущуючої сили та коефіцієнта завантаження оброблюваної сировини

Варто також відзначити, що зростання кутової швидкості приводного вала змішувача призводить до майже квадратичного збільшення сумарних енерговитрат N_{Σ} (рис. 7), так за $r = \frac{3}{4}$ та при $\omega = 20 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1} - N_{\Sigma} = 0,2 \text{ кВт}\cdot\text{год}$, тоді як при $\omega = 118 \text{ рад}\cdot\text{с}^{-1} - N_{\Sigma} = 1,2 \text{ кВт}\cdot\text{год}$.

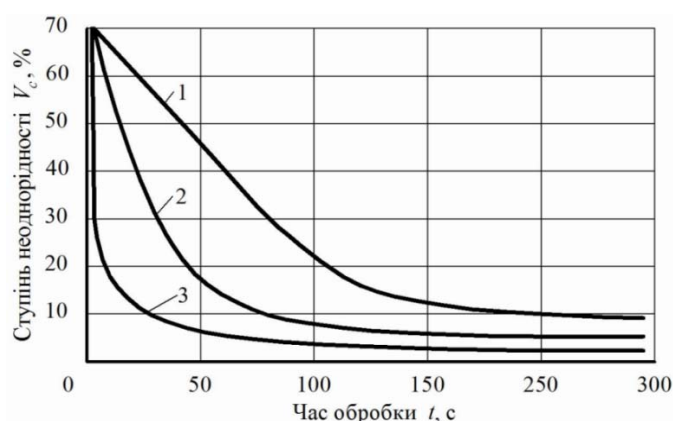


1 – при $r = \frac{3}{4}$; 2 – при $r = \frac{1}{2}$; 3 – без технологічного наповнювача

Рисунок 7 – Залежність сумарних енерговитрат досліджуваної вібромашини від кутової швидкості приводного вала та коефіцієнта завантаження оброблюваної сировини

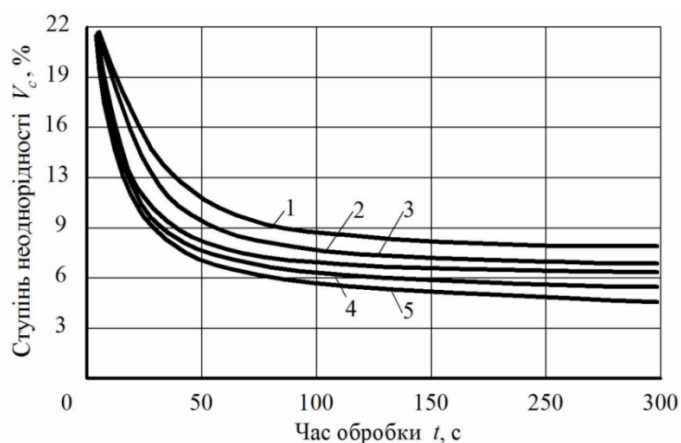
Під час проведення експериментальних досліджень для оцінювання показників якості процесу змішування за умови вібровідцентрового технологічного впливу оброблюваний матеріал з вологістю 7-10%, залежно від фізико-механічних характеристик, було розділено на дві групи: до першої групи входили ріпак та пшоно з розмірами 1,5-2,0 мм; до другої групи – дрібнодисперсний матеріал у вигляді порошків: сухі кормові дріжджі, крохмаль та хлорид натрію, розмір частинок матеріалу сягав 20-50 мкм.

Проведені експериментальні дослідження зміни коефіцієнта неоднорідності (варіації) суміші від часу її приготування та способу технологічного впливу (рис.8), засвідчили зменшення коефіцієнта варіації отриманої суміші за умови лише обертового руху контейнера $V_c = 10\%$ за $t = 150$ с, тоді як за умови вібраційного впливу $V_c = 8\%$ за $t = 60$ с, а при комплексній вібровідцентровий обробці $V_c = 5\%$ за $t = 50$ с.



1 – відцентровий рух контейнера; 2 – коливний рух контейнера; 3 – вібровідцентровий рух контейнера

Рисунок 8 – Залежність ступеня неоднорідності суміші від часу обробки та типу технологічного впливу



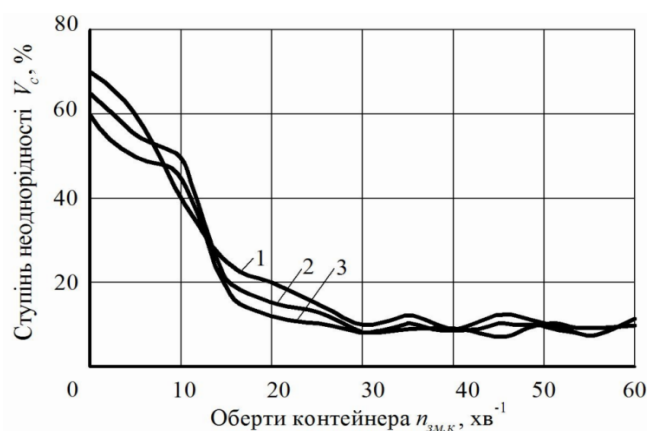
1-5 – k = відповідно 1,5; 3; 4,5; 5,2; 6

Рисунок 9 – Залежність ступеня неоднорідності суміші від часу обробки та коефіцієнта вібрації (вібровідцентровий спосіб обробки, $n_{зм,к} = 70$ хв⁻¹)

Також було встановлено, що основна фаза змішування відбувається в перший період обробки, тривалість якого становить $t = 50$ с, а коефіцієнт варіації V_c залежить від коефіцієнту вібрації k (рис.9). Так, при $\omega = 118$ рад·с⁻¹, частоти обертання змішувальної камери $n_{зм,к} = 70$ хв⁻¹ та часу обробки 60 с V_c становитиме при $k = 1,5$ – $V_c = 9\%$, тоді як при $k = 6$ – $V_c = 5\%$. У другому періоді ступінь однорідності практично не змінюється,

що характеризує настання динамічної рівноваги, після якої подальший процес перемішування є неефективним. Як видно з отриманих залежностей, неоднорідність суміші зменшується із збільшенням тривалості її обробки на всіх досліджуваних режимах роботи.

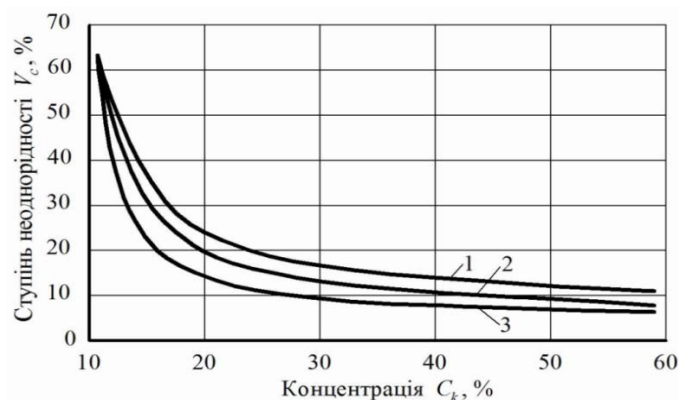
Аналіз залежності коефіцієнта варіації від швидкості обертання змішувального контейнера та кутової швидкості приводного вала (рис. 10), засвідчив, що при $t = 60$ с обробки значення $V_c = 10\%$ спостерігається при $n_{зм.к} = 70$ хв⁻¹, а використання кутової швидкості ω приводного вала при значеннях 110 рад·с⁻¹ є найбільш ефективним. Також варто відзначити, що при збільшенні часу обробки матеріалу величина коефіцієнта неоднорідності почергово зменшується або зростає, прямуючи до деякого граничного значення. Така поведінка суміші пов'язана з наявністю конвективного механізму процесу, через що й відбуваються коливання площини поверхні контакту змішувальних фаз від максимального до мінімального.



1 – $\omega = 90$ рад·с⁻¹; 2 – $\omega = 100$ рад·с⁻¹; 3 – $\omega = 110$ рад·с⁻¹

Рисунок 10 – Залежність ступеня неоднорідності вихідної суміші від швидкості обертання контейнера та кутової швидкості приводного вала

Аналіз коефіцієнта неоднорідності суміші від концентрації ключового компонента (рис. 11) засвідчив, що зменшення останнього від $C_k = 60\%$ до $C_k = 20\%$ здійснює незначний вплив на коефіцієнт неоднорідності, тоді як подальше його зменшення до $C_k = 10\%$ призводить до значного підвищення коефіцієнта варіації. Дана тенденція пов'язана із процесом сегрегації сипкого матеріалу.



1 – $\omega = 90$ рад·с⁻¹; 2 – $\omega = 100$ рад·с⁻¹; 3 – $\omega = 110$ рад·с⁻¹

Рисунок 11 – Залежність коефіцієнта неоднорідності суміші від концентрації ключового компонента при експлуатаційних параметрах вібровідцентрового змішувача $n_k = 70$ хв⁻¹, $t = 60$ с

Висновки. На основі проведених експериментальних досліджень встановлено доцільність приготування високодисперсних сумішей за умови комплексного вібромеханічного впливу. Ефективні режимні параметри розробленого вібровідцентрового змішувача мають такі значення: кутова швидкість приводного вала $110 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$; частота обертання змішувальної камери 70 хв^{-1} ; амплітуда коливань 2 мм ; віброприскорення $30 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$. За даних параметрів однорідність суміші сягає 98%, при чому енерговитрати на реалізацію означеного процесу становлять $1,25 \text{ кВт} \cdot \text{год}$.

Список літератури

1. Гончаревич, И.Ф. Вибрационная техника в пищевой промышленности [Текст] / И.Ф. Гончаревич, Н.Б. Урьев, М.А. Талейсник. – М.: Пищевая промышленность, 1977. – 272 с.
2. Макаров, Ю.И. Аппараты для смешения сыпучих материалов [Текст] / Ю.И. Макаров. – М.: Машиностроение, 1973. – 212 с.
3. Баранецька О.Р. Вібраційне змішування сумішей сипучих матеріалів [Текст] / О.Р. Баранецька // Машинознавство. – 2000. – № 3 (33). – С. 60–63.
4. Афтаназів, І.С. Вибір технології і обладнання для змішування сумішей сипучих матеріалів [Текст] / І.С. Афтаназів, О.Р. Баранецька, О.М. Сімчук // Машинознавство. – 1999. – № 5 (23). – С. 55–62.
5. Берник, М.П. Віброімпульсний привод нового вібраційного змішувача [Текст] / М.П. Берник, О.В. Цуркан, Л.Д. Величко // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – № 2(18). – С. 3–7.
6. Берник, М.П. Віброімпульсний привод вібраційних змішувачів [Текст] / М.П. Берник, О.В. Цуркан // Зб. наук. праць Вінницького державного аграрного університету. – Вінниця: ВДАУ. – 2002. – С. 222–227.
7. Пат. на корисну модель 115132 Україна (UA), МПК B01F 11/00. Вібровідцентровий змішувач / В.П. Янович, І.П. Паламарчук, Ю.О. Михальова; заявник і патентовласник Янович В.П. – Заявл. 25.07.2016; опубл. 10.04.2017, Бюл. № 7. – 5 с.
8. Калетнік, Г.М. Дослідження експлуатаційних характеристик вібровідцентрового змішувача для приготування преміксів [Текст] / Г.М. Калетнік, В.П. Янович / Сільське господарство та лісівництво. – 2017. – Вип. 5. – С. 6-16.

Kaletnik Grygorii, Prof., DSc., academic NAAS of Ukraine, Yanovich Vitaliy, Assoc. Prof., PhD tech. sci.
Vinnitsia National Agrarian University, Vinnitsia, Ukraine

Justification of the regime parameters of a vibration machine for mixing loose mixture

The purpose of this article is to establish a range of effective modes of operation of the vibrocentrifugal mixer for the preparation of complex mixtures by conducting experimental studies of the influence of its technological parameters on the kinetics of the investigated process.

For the implementation of the process of preparation of highly homogeneous floating substances, a research model of a vibrocentrifugal mixer was designed and manufactured. The proposed construction realizes the idea of combined interaction of the vibration and rotary motion of the executive body with the possibility of mixing in the fluidized state of the treated medium.

In order to establish the operating parameters of the vibration center mixer, the homogeneity of the initial mixture was evaluated depending on the technological characteristics of the vibrating machine developed and the total loading capacity of the mixing chamber. As a result of experimental studies, graphical interpretations of the above-mentioned evaluation parameters were obtained, linearization of which was carried out by linear curvature filtering. The evaluation of the process of mixing the bulk material showed that the homogeneity of the product obtained during the centrifugal movement of the container with increasing frequency of rotation is significantly less than the combined vibrocentrifugal effect. The analysis of the experimental data obtained allowed establishing rational regime parameters of the experimental vibrating machine, provided that the energy consumption was reduced to the organization of the investigated process.

On the basis of experimental researches, the expediency of preparation of highly dispersed mixtures was determined on condition of complex vibromechanical influence. Effective operating parameters of the developed vibrocentrifugal mixer have the following values: angular speed of the drive shaft $110 \text{ rad with } \text{с}^{-1}$; frequency of rotation of the mixing chamber 70 min^{-1} ; amplitude of oscillation 2 mm ; vibration acceleration of 30 m p^2 . According to these parameters, the homogeneity of the mixture reaches 98%, while the energy costs for the implementation of this process are 1.25 kWh .

loose mixture, vibrocentrifugal mixer, regime parameters, energy consumption, homogeneity of the mixture

Одержано 01.11.17

УДК 621.793.620.172

В.Я. Николайчук, ст. препод.

Вінницький національний аграрний університет, г. Вінниця, Україна

Е.К. Соловых, проф., д-р техн. наук, Т.В. Ворона, канд. техн. наук, С.Е. Катеринич, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна, E-mail: katerinichs@ukr.net

Повышение сопротивляемости абразивному изнашиванию рабочих органов сельскохозяйственных машин

Проведены исследования износостойкости стальных покрытий при трении по абразиву. Показана целесообразность изготовления рабочих органов сельскохозяйственной техники, эксплуатирующихся при наличии абразива, с покрытиями из сталей мартенситного класса для повышения их сопротивляемости абразивному изнашиванию. Испытания ножей с покрытиями из мартенситной стали 40X13 показали повышение их износостойкости на 25-30%, а срока службы - в 2,5-3 раза.

износостойкость, рабочие органы, сопротивление абразивному изнашиванию, покрытия, газотермическое напыление, электроконтактная обработка

В.Я. Ніколайчук, ст. викл.

Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця, Україна

Є.К. Солових, проф., д-р техн. наук, Т.В. Ворона, канд. техн. наук, С.Є. Катеринич, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Підвищення опору абразивному зношуванню робочих органів сільськогосподарських машин

Проведено дослідження зносостійкості сталевих покриттів при терті по абразиву. Показана доцільність виготовлення робочих органів сільськогосподарської техніки, що експлуатуються при наявності абразиву, з покриттями із сталей мартенситного класу для підвищення їх опору абразивному зношуванню. Випробування ножів з покриттями з мартенситної сталі 40X13 показали підвищення їх зносостійкості на 25-30%, а терміну служби - в 2,5-3 рази.

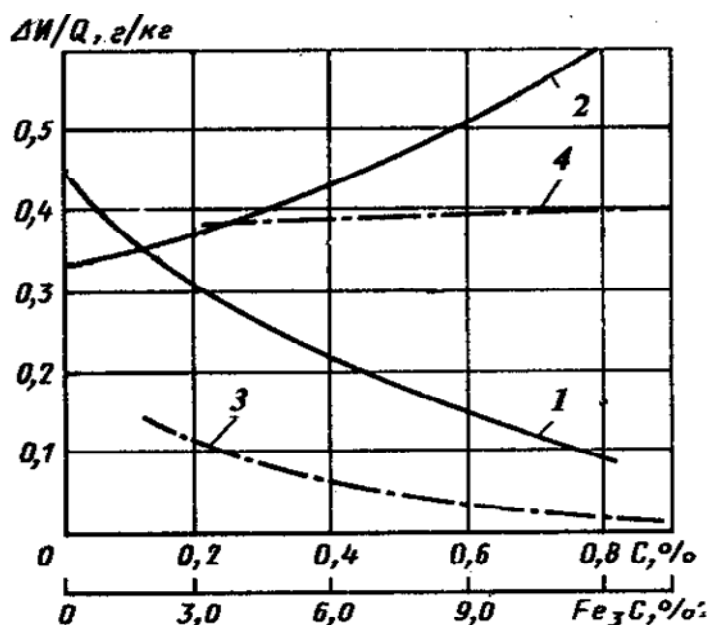
зносостійкість, робочі органи, опір абразивному зношуванню, покриття, газотермічне напылення, електроконтактна обробка

Постановка проблемы. Выход из строя сельскохозяйственных машин в основном связан с износом рабочих органов, которые испытывают в процессе работы комбинированное влияние агрессивных сред, высоких удельных нагрузок, трения, вибраций и других факторов [1-2]. В подавляющем большинстве случаев разрушается только рабочая поверхность, которую можно упрочнить при изготовлении или восстановить путем нанесения слоя материала со специальными свойствами [2-3].

Анализ последних исследований и публикаций. Изготовление рабочих органов сельскохозяйственных машин с износостойкими покрытиями осуществляется, как правило, в целях повышения их сопротивляемости абразивному изнашиванию [1-3]. Для противодействия воздействию абразивной среды металл должен иметь твердую составляющую. Такой составляющей в металле могут быть карбиды, бориды, карбобориды, карбонитриды, интерметаллические соединения, а в ряде случаев эти функции может выполнять мартенсит [4-6].

Свойства мартенсита зависят от содержания в нем углерода [4-5]. Низкоуглеродистый мартенсит благодаря высокой вязкости может удерживать включения твердых износостойких частиц и обеспечивать повышение сопротивления ударным нагрузкам, характерным при ударно-абразивном изнашивании рабочих органов сельскохозяйственных машин. При повышении содержания углерода в мартенсите износостойкость при трении по абразиву будет непрерывно повышаться. Повышение содержания углерода в стали является показателем увеличения количества карбидной фазы. Увеличение количества карбидов более эффективно влияет на износостойкость при трении по абразиву и менее эффективно при ударно-абразивном изнашивании. При ударно-абразивном изнашивании повышение износостойкости будет происходить только до определенного содержания углерода в мартенсите, после чего будет снижаться. В сталях, содержащих углерода примерно 1,2%, после закалки и низкого отпуска свободные карбиды в структуре практически отсутствуют [5]. Изменение содержания углерода в стали изменяет содержание углерода в мартенсите, что позволяет судить об их износостойкости [5].

На рисунке 1 представлена зависимость интенсивности изнашивания (отношение массы потерь металла $\Delta И$ к массе абразива Q , вызвавшего это изнашивание) покрытий в зависимости от содержания в них углерода при воздействии абразивного потока [6].



1, 2 – покрытие из СВ-08 в скользящем и ударном потоке;
3, 4 – покрытие из 40Х13 в скользящем и ударном потоке

Рисунок 1 – Влияние содержания углерода в стальных покрытиях на интенсивность их изнашивания $\Delta И/Q$ в абразивном потоке

Согласно результатам исследований, представленных на рисунке 1, лучшую стойкость к абразивному изнашиванию показало покрытие из стали 40Х13. Таким образом, наиболее целесообразно для изготовления рабочих органов сельскохозяйственной техники, эксплуатирующихся при наличии абразива, использовать покрытия из сталей мартенситного класса.

Постановка задачі. Исследование результатов нанесения износостойких упрочняющих покрытий на рабочие органы сельскохозяйственных машин, работающих в условиях абразивного изнашивания.

Изложение основного материала. Покрытия наносили газотермическим напылением с последующей обработкой. Общая схема получения покрытий, включающая методы и режимы их нанесения и обработки, а также используемые материалы, представлена в табл. 1.

Таблица 1 – Методы и режимы формирования износостойких покрытий для рабочих органов сельскохозяйственных машин, работающих в присутствии абразивных частиц

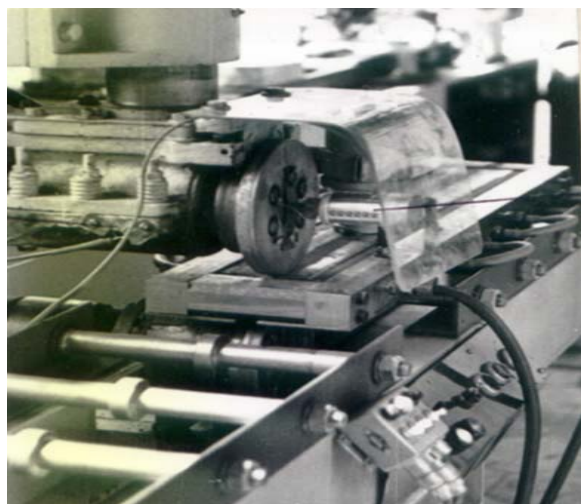
Вид технологии	Материал покрытий и режимы его обработки			
Газотермическое напыление (нанесение покрытия)	Тип покрытия	Горючая смесь	Расстояние, мм	Толщина слоя, мм
	40X13	Ацетилен + кислород	150,0	1,0-1,2
Электрохимическая полировка (вскрытие пор)	Состав электролита	Температура электролита, °C	Плотность тока J, А/см ²	Время, мин
	H ₃ PO ₄ (760 г) + CrO ₃ (100 г)	40-50	0,5	10,0
Ультразвуковая обработка	Материал Покрытия	Частота колебания, Гц	Время, мин	Среда обработки
	40X13	44,0	7,0-8,0	Спирт этиловый C ₂ H ₅ ОН
Электроконтактная обработка	Ток нагрева, I, кА	Давление, МПа	Время нагрева, T _н , с	Время импульсов-пауз, t, с
	3,5	20,0	8-10	0,02÷0,04

Результаты исследований показали, что одним из наиболее эффективных путей решения задачи повышения износостойкости и срока службы рабочих органов сельскохозяйственных машин, эксплуатирующихся в присутствии абразивных частиц, является использование электродугового напыления покрытий в сочетании с электроконтактной обработкой.

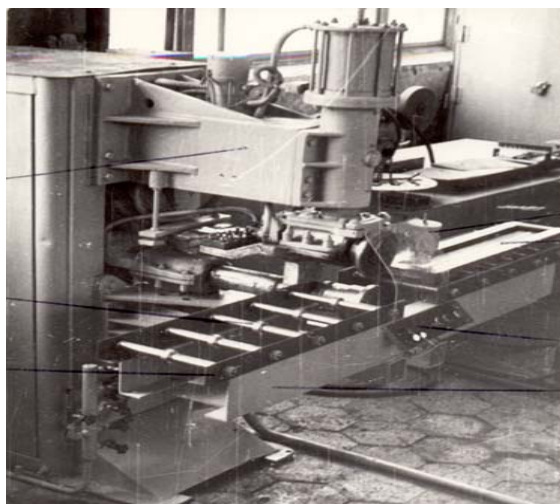
Проведенные испытания покрытий показали эффективность применения газотермического напыления и электроконтактной обработки для получения покрытий с высокими физико-механическими и триботехническими свойствами.

Покрытия наносили на ножи измельчающего барабана комбайна (рис. 2).

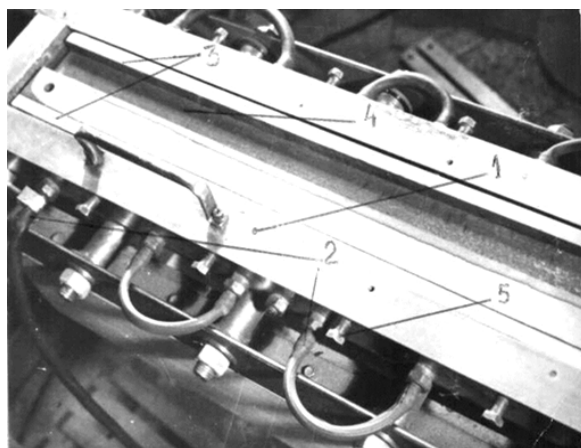
В табл. 2 приведены результаты испытаний ножей и противорежущих брусьев комбайна, а также ножей для срезания ботвы свеклы свеклоуборочных машин с покрытиями, полученными электродуговым напылением стали 40X13 с последующей электроконтактной обработкой.



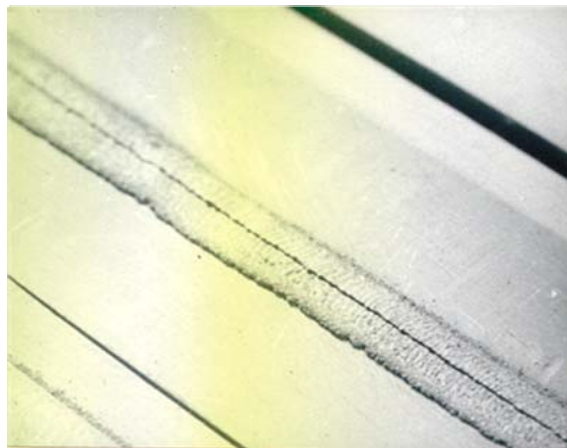
а



б



в



г

а) процесс нанесения покрытий электродом-роликом на режущую кромку ножа; б) установка для нанесения покрытий; в) закрепление ножа в приспособлении; г) ножи с покрытием на режущих кромках

Рисунок 2 – Процесс нанесения покрытий на ножи измельчительного барабана комбайна

Таблица 2 – Результаты испытаний рабочих органов с-х машин с покрытиями

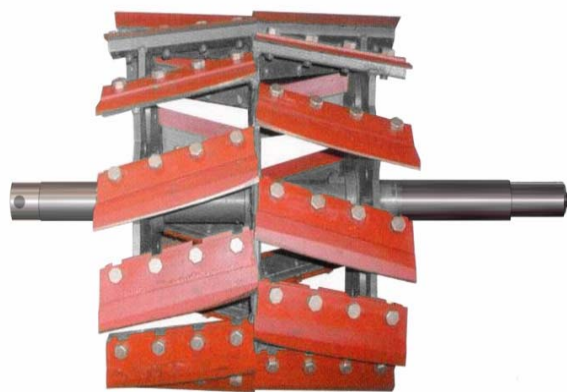
Способ восстановления	Деталь	Материал детали	Прочность сцепления, МПа	Среднее значение износа, мм
Комбинированный метод ЭДН+ЭКО	Нож для срезания ботвы свеклы	сталь 45	220	0,01-0,02
	Копач для выкапывания свеклы	сталь 45	220	0,01-0,02
Новые детали	Нож измельчительного барабана комбайна	сталь 45	-	0,05-0,15
	Противорежущий брус комбайна	сталь 45	-	0,05-0,1

Испытания ножей с покрытиями из мартенситной стали 40X13, полученные электродуговым напылением с последующей электроконтактной обработкой, показали повышение износостойкости ножей на 25-30% и срока службы в 2,5-3 раза.

На рисунке 3 представлены ножи измельчающего барабана комбайна с покрытиями.



а



б

Рисунок 3 – Нож (а) измельчающего барабана (б) комбайна

Разработанная опытно-промышленная технология изготовления ножей с покрытиями прошла апробацию на Полтавском опытно-механическом заводе.

Выводы. Согласно результатам исследований, наиболее целесообразно для изготовления рабочих органов сельскохозяйственной техники, эксплуатирующихся при наличии абразива, использовать покрытия из сталей мартенситного класса. Испытания ножей с покрытиями из мартенситной стали 40X13 показали повышение их износостойкости на 25-30%, а срока службы – в 2,5-3 раза.

Список литературы

1. Черновол, М. І. Умови експлуатації і основні причини виходу з ладу ріжучих елементів робочих органів сільськогосподарських машин [Текст] / М. І. Черновол, Т.В. Ворона // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету / Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КДТУ, 2011. – Вип. 24. – С. 344-351.
2. Аулін, В.В. Аналіз характеру зношування лез ґрунторіжучих деталей та підвищення їх ресурсу лазерними технологіями [Текст] / В.В.Аулін, Є.К.Солових, В.М.Бобрицький // Зб. наук. праць «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин» Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Кіровоград: КНТУ, 2005. – Вип. 35. – С. 153-157.
3. Черновол, М.І. Повышение надежности машин методами наплавки и напыления [Текст] / Зб. наук. праць. – Харків: НТУХПУ, 2002. – Вип.1. – С. 432-436.
4. Солових, Є.К. Вибір матеріалів для зміцнення робочих органів деталей сільськогосподарської техніки [Текст] / Є.К.Солових, А.Є.Солових, А.В.Ворона // Зб. наук. праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип.24. – С. 23-28.
5. Зельдович, И.В. Мартенситные превращения, вызванные действием высоких статических и динамических давлений [Текст] / И.В. Зельдович, Е.Ф. Хомская, К.М. Грязнов [и др.] // ФММ, 1990. – № 1. – С. 151–158.

6. Черновол, М.И. Повышение износостойкости деталей сельскохозяйственной техники электроконтактной обработкой стальных газотермических покрытий [Текст] / М.И. Черновол, Т.В. Ворона, В.И. Жорник, М.А. Белоцерковский // Материалы III международной научно-технической конференции «Инновационные технологии в машиностроении» (ИннТехМаш-15) 28–29 октября 2015 года, Полоцкий государственный университет (ПГУ), Новополоцк, 2015. – С. 211-214.

Vladimir Nikolaychuk, Lect.

Vinnitsky National Agrarny University, Vinnitsa, Ukraine

Yevhen Solovykh, Prof., DSc., Tetiana Vorona, PhD tech. sci., Stanislav Katerinich, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropivnitsky, Ukraine

Increase of resistance to abrasive wear of working bodies of agricultural machines

Manufacture of working bodies of agricultural machines with wear-resistant coatings is carried out, as a rule, in order to increase their resistance to abrasive wear. To counteract the effects of abrasive media, the metal must have a solid component. Such a component in the metal can be carbides, borides, carborides, carbonitrides, intermetallic compounds, and in some cases these functions can perform martensite.

The results of the research showed that one of the most effective ways to solve the problem of increasing the wear resistance and the service life of the working parts of agricultural machines operating in the presence of abrasive particles is the use of electric arc spraying of coatings in combination with electrocontact treatment. The tests of the coatings have shown the effectiveness of the application of gas-thermal spraying and electrocontact treatment for the production of coatings with high physicomechanical and tribological properties. According to the results of the studies the best resistance to abrasive wear showed a coating of 40X13 steel. Thus, it is most expedient to use coatings of martensitic steels for the manufacture of working bodies of agricultural machinery, which are operated in the presence of abrasive.

Investigations of the wear resistance of steel coatings in abrasive friction have been carried out. It is shown, expediency, the working bodies of agricultural machinery, operating in the presence of abrasive, be made from a coating of martensitic grade steels to increase their resistance to abrasive wear. Tests of knives with coatings from martensitic steel 40X13 showed an increase in their wear resistance by 25-30%, and their service life by 2.5-3 times.

wear resistance, working bodies, resistance to abrasive wear, coatings, gas-thermal spraying, electrocontact treatment

Получено 10.11.17

УДК 631.365

Б.І. Котов, проф., д-р техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет (ПДАТУ), м. Кам'янець-Подільський, Україна

С. П. Степаненко, канд. техн. наук

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», м.Київ, Україна, E-mail: stepanenko_s@ukr.net

Р.А. Калініченко, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна

Концептуальні основи створення технічних засобів первинної обробки зерна в умовах господарств АПК

Обґрунтовано перспективу подальшого вдосконалення технічних засобів первинної обробки зерна, визначені математичні залежності повітряного фракціонування зерна.

технічні засоби, первинна обробка, зерно, повітряне фракціонування зерна

© Б.І. Котов, С. П. Степаненко, Р.А. Калініченко, 2017

Б.И. Котов, проф., д-р техн. наук

Подольский государственный аграрно-технический университет (ПГАТУ), г. Каменец-Подольский, Украина

С. П. Степаненко, канд. техн. наук

Национальный научный центр „Институт механизации и электрификации сельского хозяйства”, г. Киев, Украина

Р.А. Калинин, канд. техн. наук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина

Концептуальные основы создания технических средств первичной обработки зерна в условиях хозяйств АПК

Обоснованно перспективу дальнейшего совершенствования технических средств первичной обработки зерна, определены математические зависимости воздушного фракционирования зерна.

технические средства, первичная обработка, зерно, воздушное фракционирование зерна

Постановка проблеми. Головними задачами післязбиральної (первинної) обробки зернових, олійних і круп'яних культур є максимальне збереження зібраного урожаю і забезпечення збереження якісних показників. Масштаби (об'єми) первинної обробки урожаю безпосередньо у зернопродуктуючих господарствах різної форми власності в останні роки значно збільшуються з метою зменшення собівартості готової продукції. Зростаюча напруженість енергетичного балансу господарств, дефіцит різних видів ресурсів, значна вартість зернопереробного обладнання, визначають важливість перегляду концепції вдосконалення технологій і на їх основі створення технічних засобів первинної обробки і зберігання зерна.

Основною особливістю первинної обробки зерна в умовах господарств є її поточний характер, коли усі технологічні операції виконуються під час комбайнового збирання урожаю, що зумовлює нерівномірну вологість, значну засміченість зернового вороху і висуває додаткові вимоги до конструкцій технічних засобів, режимів їх функціонування.

Технології післязбиральної обробки зерна у теперішній час базуються в основному на використанні машин і обладнання, створених для централізованої заготівельної системи, що розраховане на короткочасне його завантаження і підвищену продуктивність. Суттєва зношеність і моральна застарілість, невиправдано велика питома матеріало- і енергоємність існуючих агрегатів обумовлює значні втрати, травмування і низьку якість очищення, великі експлуатаційні витрати і вартісні показники готової продукції. Тому вдосконалення зернообробних машин і обладнання при існуючій технології не може привести до зниження матеріальних, енергетичних і виробничих затрат та підвищення продовольчої, насінневої, технічної якості зернових матеріалів в післязбиральний період, а також при зберіганні. Для задоволення сучасних вимог виробника зерна і переробника необхідно вдосконалювати, змінювати технологічні принципи очищення, фракціонування, сушіння і оперативного зберігання, оскільки саме технологічні принципи функціонування робочих органів визначають ефективність якісних і вартісних показників первинної обробки зерна. Таким чином, питання технічного переоснащення зерновиробничої галузі господарств набувають особливої важливості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Огляд літературних джерел і публікацій останніх років свідчить про значну увагу, що приділяється дослідниками і науковими організаціями до питань розвитку технологій і техніки для післязбиральної обробки зерна [1-8]. Особливості первинної обробки зерна і напрямки її вдосконалення висвітлені в працях [2, 4-6, 21]. Питання розвитку технологій і засобів сепарації зерна знайшли висвітлення в роботах [2-4]. Особлива увага приділяється питанням

підвищення ефективності і зниження енергоємності процесів і обладнання для сушіння зерна [6-10], активного вентилявання [12, 13, 21] і охолодження штучним холодом [7, 11, 21], як методу тимчасового консервування.

Аналізуючи розглянуті публікації можна визначити наступне. Основною причиною підвищених втрат продукції в зернових господарствах є практична відсутність сучасної технічної бази первинної обробки і зберігання зерна.

Нова технічна база в умовах, що склалася у сільськогосподарському виробництві має забезпечити можливість післязбиральної обробки і зберігання зерна у місцях його виробництва з реалізацією у вигідні для власника строки.

В таких умовах при створенні системи машинного парку зернопродукуючих господарств доцільно орієнтуватися на реалізацію (застосування) двоетапної технології в період (масового) збирання урожаю, як найбільш ресурсонапружений, здійснювати процеси (операції), спрямовані на тимчасове збереження зібраного зерна, а у післязбиральний період – доведення зерна до нормальних кондицій в залежності від призначення (продовольче, насіннєве, фураж) і закладення на зберігання.

Постановка завдання. Обґрунтування технологічних принципів (засад) створення технічного забезпечення зерногосподарств і підготовка пропозицій щодо підвищення ефективності первинної обробки зерна.

Виклад основного матеріалу. Створення перспективних технічних засобів для первинної обробки зерна та насіння повинно здійснюватися на основі таких концептуальних положень.

Обробка і зберігання урожаю зернових здійснюється на місці його виробництва із застосуванням двоетапної технології, яка передбачає проведення в період збирання урожаю мінімального об'єму робіт: попереднє очищення, поділ на фракції за технологічним призначенням (насіння, продовольче зерно, фураж) і тимчасова (оперативна) консервація гальмування мікробіологічних процесів активним вентиляванням атмосферним або штучно охолодженим повітрям. В післязбиральний період доведення зернової маси до нормованих кондицій (сепарація, досушування, трієрування, спецобробка) і закладання на тривале зберігання.

При цьому доцільно використовувати мобільні зерноочисні і сушильні агрегати, особливо для господарств з малими і середніми об'ємами виробництва зерна, для яких економічно невиправдано купівля і утримання стаціонарної техніки. Крім того, це збільшить річне навантаження на обладнання для післязбиральної обробки зерна.

Для машин, що задовольняють вимогам кожного етапу, необхідно визначити першочергові завдання на кожну технологічну операцію: очищення, фракціювання (за ознаками), активне вентилявання, сепарація, сушіння, зберігання, спеціальні види обробки зерна.

На етапі попередньої очистки першочерговою задачею є виділення і видалення дрібних, вологих і сміттєвих домішок, які є основним джерелом псування зерна, зниження стійкості його при зберіганні. Вологість насіння бур'янів та інших органічних домішок, як правило, в два і більше разів перевищують вологість зерен основної культури свіжозібраного урожаю. Життєдіяльність цих домішок стійка, інтенсивність дихання їх насіння вища і супроводжується тепловиділенням, яке призводить до самозігрівання зернової маси. Наявність вологих домішок погіршує сипкість зерна, ускладнює фільтрацію повітря.

Таку операцію необхідно виконувати, навіть якщо зерно має невисоку вологість, це дозволить скоротити енерговитрати на активне вентилявання або досушування [2, 14, 21]. В зв'язку з цим, машини попередньої обробки зернових матеріалів повинні

забезпечувати інтенсивне виділення сміттєвих домішок з обов'язковим видаленням дрібних (повнота видалення не менше 0,6...0,7) [5, 21].

Одним із недоліків існуючих технологій механічної обробки зерна є нераціональне завантаження сепаруючих робочих органів (вібраційні решета, пневмоканали, трієра) зумовлене подачею всього необробленого матеріалу на одну машину. Так, наявність легких та з малою густиною домішок зумовлює їх спливання до поверхні шару матеріалу при віброрешітній сепарації, що ускладнює їх видалення проходом на решеті і значно послаблює дію основних ознак поділу і знижує загальний ефект сепарації.

Тому важливою задачею першого етапу є підготовка зернового вороху (матеріалу) до сепарації шляхом фракціонування повітряними потоками або суміщення цієї операції з очищенням від дрібних домішок решетом. Це повинно забезпечити підсилення дії ознак поділу на наступних робочих органах (віброрешетні, вібропневморешетні трієрні та інші) і ефективно вентилування або підсушування зернової маси в бункерах та сховищах.

Необхідні кількісні і якісні показники отриманих фракцій (розмір, питома вага, маса 1000 зерен) визначається за товарними властивостями зерна (насіннєве, продовольче та фуражне зерно). Доцільність видалення із зернової маси фуражної фракції і наступна її окрема обробка (теплом, холодом, консервантами) вже доведена практикою.

Достатньо ефективним і простим в реалізації є спосіб фракціонування зернового вороху (свіжозібране зерно) повітряними потоками за аеродинамічними властивостями. За даними [3, 5] найбільший ефект фракціонування зерна спостерігається при високоякісній пневмосепарації: збільшується повнота виділення легкої фракції в 2 рази, а дрібних сміттєвих домішок в 1,5 рази; знижуються питомі затрати на первинну обробку відповідно на 20 і 10%. Перевагами повітряного потоку, в порівнянні з решітними машинами, є менша залежність повітряних каналів (камер) від вологості вихідного матеріалу.

З усіх ознак розділення зернового матеріалу – густина компонентів найбільшим чином корелює зі швидкістю витання. З аналізу фізико-механічних властивостей зернового вороху випливає, що за допомогою звичайних повітряних каналів неможливо повністю виділити із основного матеріалу менш проходові компоненти з меншою густиною перед сепаруванням на решетах або в трієрі. В той же час, за аеродинамічними ознаками можна поділити вихідний матеріал на різноякісні фракції і отримати основну, найбільш цінну фракцію з домішками, які мають більшу за основні компоненти густину, фракцію легких домішок та проміжну фракцію, що складається із суміші основних компонентів і близьких до них за густиною.

Такий технологічний захід підготовки вихідного матеріалу до сепарації на решетах і трієрах дозволяє здійснити подальшу сепарацію отриманих фракцій (на окремих машинах). Це призводить до підвищення подільних можливостей робочих органів при сепаруванні кожної фракції, дозволяє підвищити продуктивність машин при рівних якісних показниках.

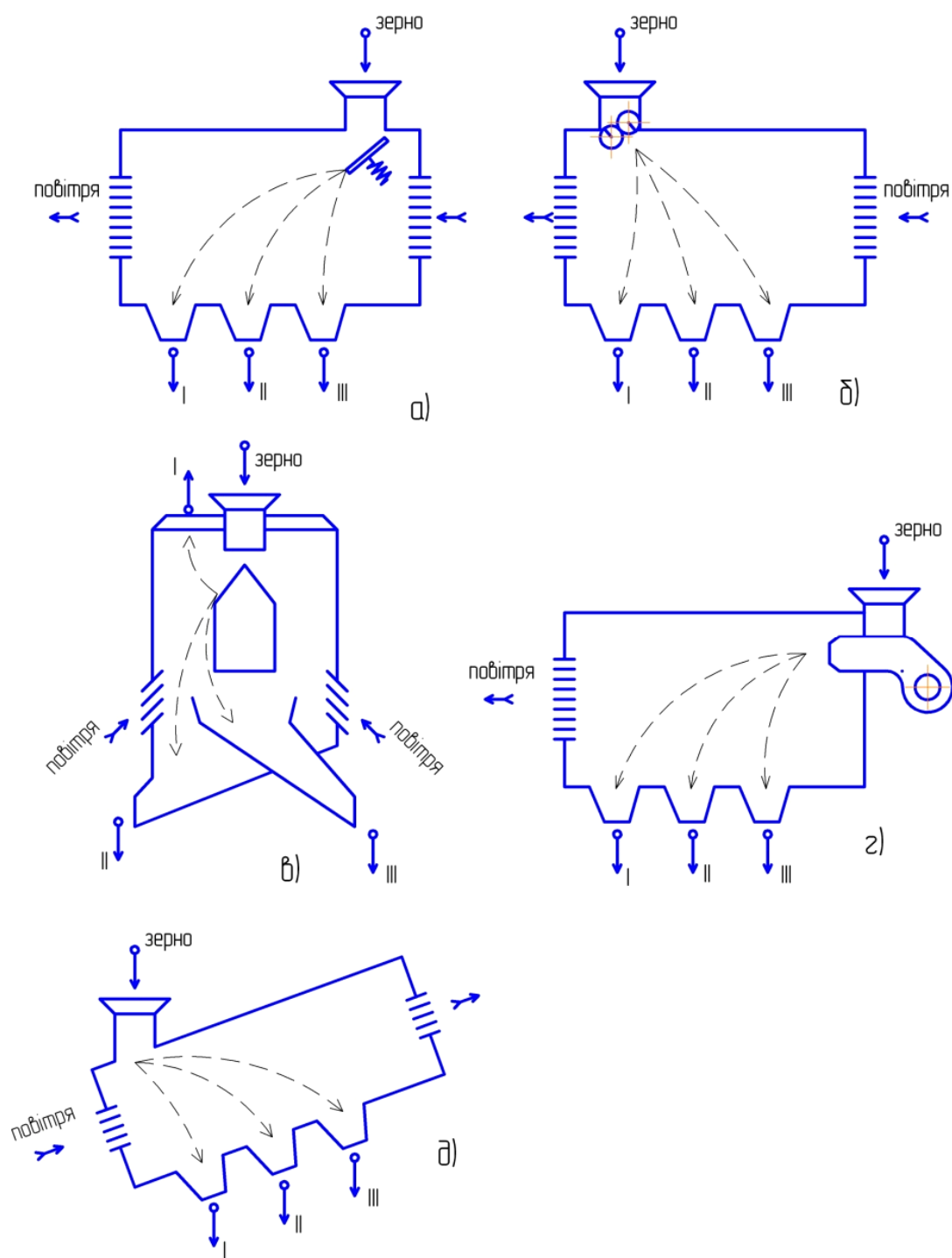


Рисунок 1 – Схеми пневмосепаруючих систем для фракціонування зернових матеріалів

Повітряні сепаратори для розділення зернового матеріалу за аеродинамічними властивостями застосовують сепарування у вертикальному, похилому (нахиленому) поперечному та горизонтальному потоках повітря.

Для фракціонування зернового матеріалу повітряним потоком найбільш опрацьованим є аеродинамічний принцип поділу, який реалізується за схемою вводу матеріалу в супутній горизонтальний або похилий повітряний струменевий потік. Така схема використана в аеродинамічних (за класифікацією розробників) сепараторів

«САД» та «Алмаз», які здійснюють поділ зернового матеріалу на 6-10 фракцій з одночасним очищенням від легких сміттєвих домішок (рис. 1а).

Для створення пневмосепаруючих систем поділу зернового матеріалу на фракції ставиться задача вибору найбільш ефективної раціональної для певних культур і типу машин (стаціонарна, мобільна) схема організації процесу: пневмогравітаційний, аеродинамічний прямооточний, пневмоінерційний, проточний, струменевий.

При використанні для фракціонування вихідного матеріалу повітряних потоків слід зробити вибір на користь пневмоінерційного способу (та сепаратора), враховуючи такі переваги: в пневмоінерційному сепараторі підсилюється дія аеродинамічних ознак; в пневмоінерційному сепараторі можна отримати будь яку кількість фракцій з можливістю регулювання їх якості [15]. Остання перевага досягається за рахунок горизонтального розміщення повітряного каналу. У звичайних вертикальних каналах існуючих сепараторів отримують тільки дві фракції – легкі домішки і очищений матеріал. І останнє, при пневмоінерційному сепаруванні фракціонування суміщається з попередньою очисткою.

Особливе значення для якості очищення, поділу на фракції, продуктивності і енергозатрат повітряних сепараторів має швидкість вводу (подачі) матеріалу в канал або камеру. При однаковій якості поділу збільшення швидкості вводу матеріалу в повітряний потік дозволяє збільшити продуктивність сепаратора і зменшити затрати енергії на створення великої швидкості повітряного потоку. Тому, при підвищених подачах зернового матеріалу, краща якість поділу забезпечується при схемі протитоку, тобто ввід матеріалу під певним кутом проти руху повітряного потоку (рис. 1б).

Вертикальні повітряні потоки забезпечують якісну сепарацію при невеликих подачах матеріалу в канал; при збільшенні подачі ефективність їх роботи знижується. Тому для каналів з прямокутним перетином можливості підвищення продуктивності обмежені.

Одним із напрямків вдосконалення пневмогравітаційних сепараторів в плані збільшення продуктивності і розширення функціонального призначення є розробка спеціальної зони поділу і видалення фракцій матеріалу з нижньої зони каналів. Повне і якісне розділення може бути отримано при вільному і достатньо тривалому русі зернин в повітряному потоці.

Якість розділення матеріалу за аеродинамічними властивостями залежить від способу введення матеріалу в повітряний потік і найбільш ефективним є подача зерна моношаром (тобто шаром в одну зернину). Реалізація тонкошарової подачі матеріалу в прямокутний канал обмежена шириною каналу; збільшення ширини ускладнюється необхідністю рівномірного розподілу.

Разом з тим, реалізувати тонкошарову подачу у вертикальний потік повітря можна при використанні каналу колового або кільцевого перетину з живильником у формі прямого конуса, частини тора (поверхня обертання утворена криволінійною твірною, розташована так, що її поверхня в напрямку руху частки збільшується), а вивантаження «товарних» фракцій здійснювати у нижній частині каналу гравітаційним прямоотоком. Застосування такої схеми (рис. 1в) дозволяє отримати поділ зернового матеріалу на фракції у вертикальному каналі з високою ефективністю. При цьому, зона подачі матеріалу в повітряний потік працює на видалення легкої сміттєвої фракції в верхню частину каналу. Ефективність функціонування такої схеми сепаратора доведена експериментальною експлуатацією [16].

Якісним продовженням цього класу пневмогравітаційних сепараторів є звуження каналу в напрямку руху повітряного потоку. При цьому час перебування зернівок в каналі збільшується.

Попередньо (на стадії проектування) орієнтований вибір раціональної схеми організації повітряного фракціонування можна зробити (при відсутності експериментальних даних) на основі аналізу траєкторій руху двох компонентів зернового матеріалу, які відрізняються швидкістю витання для будь якого типу пневмосепараторів (напрямків руху повітря і матеріалу на вході в канал).

Визначити траєкторії руху і оцінити ступінь їх розщеплення (відхилення) можна за спрощеними формулами [19].

Для схеми пневмоінерційного сепаратора (рис. 1,б)

$$\vartheta_x = v_{ox} e^{-kt}; \quad x = \frac{v_{ox}}{k} (1 - e^{-kt}), \quad (1)$$

$$\vartheta_y = \frac{c}{k} - \left(\frac{c}{k} - v_{oy} \right) e^{-kt}; \quad y = \frac{c}{k} t - \frac{1}{k} \left(\frac{c}{k} - \vartheta_{oy} \right) (1 - e^{-kt}), \quad (2)$$

для схеми пневмогравітаційного сепаратора (рис. 1в)

$$\vartheta_x = v - (v - v_{ox}) e^{-\frac{t}{k_0}}; \quad x = v \cdot t - k_0 (v - v_{ox}) \left(1 - e^{-\frac{t}{k_0}} \right), \quad (3)$$

$$\vartheta_y = g_0 - (g_0 - v_{oy}) e^{-\frac{t}{k_0}}; \quad y = g_0 t - k_0 (g_0 - v_{oy}) \left(1 - e^{-\frac{t}{k_0}} \right), \quad (4)$$

де $k = 1,11 k_{\Pi} v_B$; $c = g - k v_B$; $\psi = \sqrt{\left(\frac{y}{\vartheta} \right)^2 + \left(1 + \frac{x}{\vartheta} \right)^2} = 1,02 - 1,12$;

$$k_0 = \frac{1}{k \psi v}; \quad g_0 = \frac{g}{k \cdot \psi \cdot v}; \quad v_{ox} = v_o \cos \alpha_o; \quad v_{oy} = v_o \sin \alpha_o;$$

ψ - коефіцієнт пропорційності;

k_{Π} - коефіцієнт вітрильності;

v - узагальнююча швидкість;

v_B - швидкість витання;

v_o - швидкість частинки на вході в потік;

α_o - кут подачі зерна.

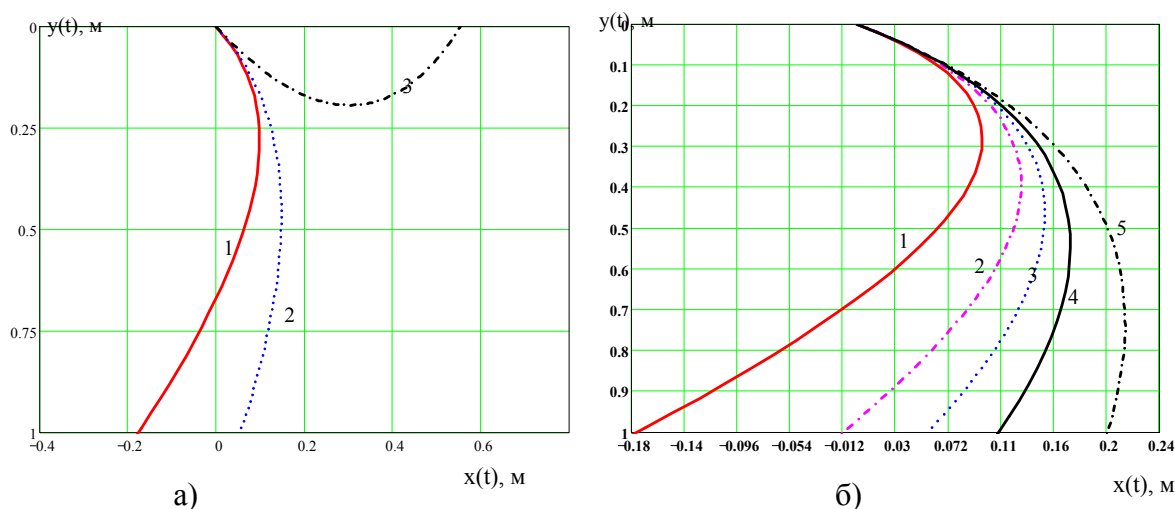
Визначивши для кожного поточного моменту часу $t = t_i$ координати $y_i(t_i)$ та $x_i(t_i)$ у відповідних напрямках будуватиметься траєкторія переміщення частинки із швидкістю витання ϑ_{B1} та ϑ_{B2} .

Траєкторії руху компонентів зернового матеріалу в повітряних потоках наведено на (рис. 2).

Створення малозатратних решітних сепараторів для невеликих господарств на базі прутково-решітних поверхней, що працюють при самопливі гравітаційного руху сепаруємого зернового матеріалу [17, 18, 20] дозволить значно поновити машинний парк зерноочисної техніки.

Тимчасове міжопераційне зберігання попередньо розділеного на фракції зернового матеріалу застосовується, коли збільшення потужності коштовного зерносушильного обладнання для забезпечення поточного сушіння зерна в періоди пікових надходжень економічно недоцільно для господарств з малим об'ємом виробництва (500-600 т/рік). В цьому випадку головним завданням є запобігання (попередньо очищеного зерна), самозігріванню і, відповідно, псуванню. Попередити або ліквідувати джерела самозігрівання зернової маси можна тільки охолодженням.

Найбільш ефективний і розповсюджений метод охолодження є активне вентилявання атмосферним повітрям, який дозволяє в процесі відбору теплоти зерна підвищити вирівненість зернової маси за вологістю, попередити розвиток пліснявих грибів, знизити температуру (особливо олійних культур).



а) у вертикальному каналі; б) в горизонтальному каналі
1 - $k_{\Pi} = 0,263$; 2 - $k_{\Pi} = 0,2$; 3 - $k_{\Pi} = 0,174$; 4 - $k_{\Pi} = 0,153$; 5 - $k_{\Pi} = 0,121$

Рисунок 2 – Траєкторії руху компонентів матеріалу

Системи вентилявання для охолодження зерна рекомендується [11] застосовувати в таких випадках: в періоди збирання коли вологість зерна не потребує високотемпературного сушіння; якщо продуктивність наявної в господарстві сушарки менша, ніж об'єм денного надходження зерна з поля; при використанні вологого фуражного зерна безпосередньо в господарствах; після високотемпературного сушіння в рамках двостадійної технології [9, 10].

Але досягнути потрібного (безпечного) рівня температури зберігання свіжозібраного зерна при підвищеній температурі атмосферного повітря не завжди можливо. Тому в останні роки все ширше за кордоном використовують вентилявання зерна штучно охолодженням до $5-10^{\circ}\text{C}$ повітрям, яке отримують в пересувних холодильних машинах (холодопродуктивністю $9,5-100$ кВт). Охолоджене до $8-10^{\circ}\text{C}$ продовольче зерно може зберігатися 2-7 місяців, а фуражне 3-9 місяців [12, 13]. При наявності вентиляційного (та холодильного) обладнання (вентилюємі сховища бункерного або ангарного типу) процес охолодження можна реалізовувати за місцем тимчасового (бункера активного вентилявання), або тривалого зберігання (вентилюємі силоси типу СМВК - ВАТ Карлівка КМЗ).

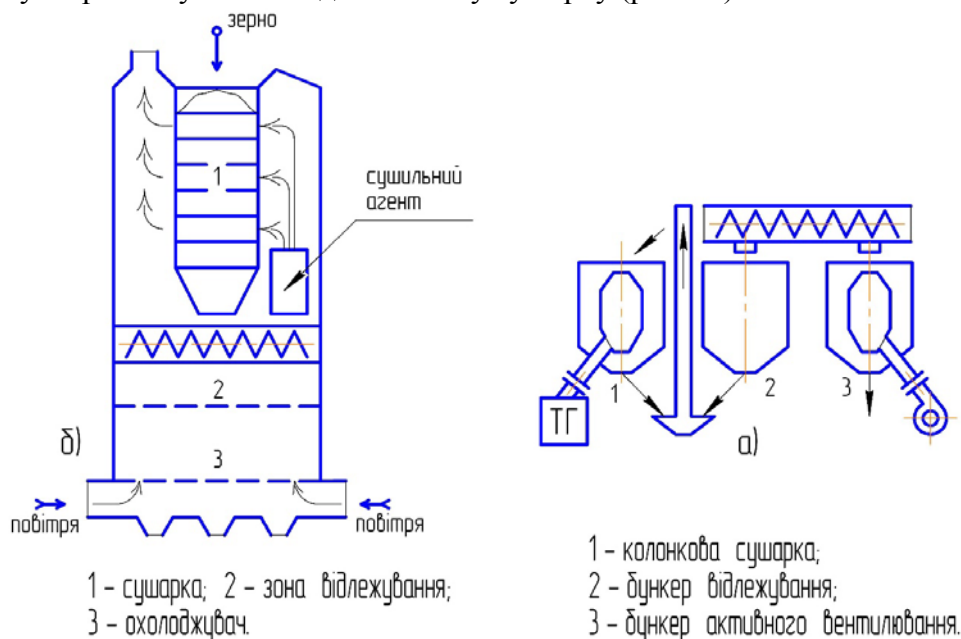
Основним з напрямків радикального зменшення енергозатрат на доведення зерна до кондицій, які забезпечують його стійке тривале зберігання, а саме зневоднення до вологості 14 %, вирішення утвореного протиріччя між потребою швидкої переробки урожаю і відсутністю необхідних ресурсів є широке застосування двостадійної технології зерносушіння.

Але реалізація цього способу сушіння містить в собі ряд технічних і організаційних складностей: розширення технологічного ланцюга, додаткове обладнання, тривалість процесу та інші технічні заходи.

Сутність двостадійної технології полягає в тому, що на першій стадії процесу зерно (попередньо очищене від дрібних вологих домішок) підсушують у

високотемпературних зерносушарках (температура сушильного агента для продовольчого зерна $t_A=90-120^\circ$, насіннєвого до $t_A=60^\circ$) до проміжної вологості W_p , що на 3-4% перевищує кінцеве кондиційне значення ($W_k=14\%$); далі нагріте в зерносушарці зерно термостабілізується в режимі відлежування (для вирівнювання розподілу вологи і температури всередині кожної зернівки). Наступна операція охолодження зерна і досушування активним вентиляванням атмосферним повітрям супроводжується видаленням вологи з поверхневих шарів зернівок з більшою інтенсивністю. Основною перевагою такої технології є підвищення пропускної здатності зерносушарки (при базовій випаровуваній здатності зерносушарки); крім того зони охолодження сушарки використовуються для сушіння. Продуктивність обладнання для сушіння підвищується на 35-45 %, питомі затрати енергії зменшуються на 30%.

Незважаючи на певні технічні і організаційні складності (розширення технологічного ланцюга, додаткове обладнання збільшення строків переробки та інше), які на сьогодні стримують широке застосування двостадійного сушіння, ця технологія безперечно має енергозберігаючу спрямованість, про що свідчить багаторічний досвід її використання в США, Англії, Італії та інші. Щодо впровадження двостадійної технології сушіння в зернопродукуючих господарств з об'ємом виробництва 500-800 т зерна, то технічна реалізація може бути здійснена на базі існуючих вентиляємних бункерів БВ-40, або виділення бункерів активного вентилявання ОБВ-160 переробкою одного з бункерів типу БВ-40 під колонкову сушарку (рис. 3а).



а) лінія з бункерних установок; б) двостадійний процес в зерносушарці ERCL (Італія)

Рисунок 3 – Технологічні схеми реалізації двостадійного сушіння зерна

Схема реалізації технології двостадійного сушіння в одному агрегаті (зерносушарка ERCL (Італія) наведена на (рис. 3б).

Залежність питомих енерговитрат від режиму сушіння зерна при високих температурах сушильного агента і активному вентиляванні наведено на (рис. 4 а, б).

В умовах вітчизняного машинобудування немає ніяких перешкод для реалізації аналогічної схеми на базі вентиляємих силосів СМБК ємністю 500-690 т зерна і зерносушарки ДСП-10 (БАТ «Карлівський машинобудівний завод»).

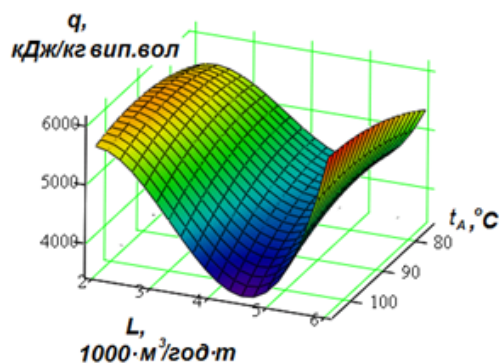


Рисунок 4а – Питомі витрати енергії при високотемпературному сушінні ($W_0=20\%$, $W_n=17\%$, $t_A=75\div105^\circ\text{C}$, витрати сушильного агента – $L_A=2\div6$ тис. $\text{м}^3/\text{год}\cdot\text{т}$).

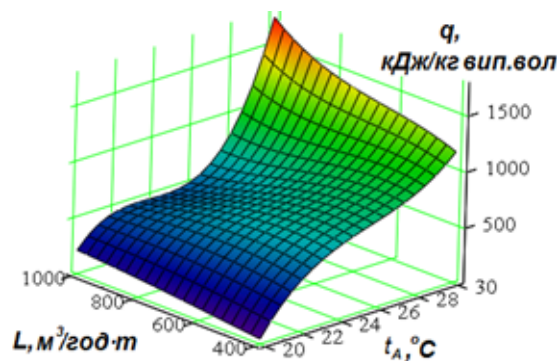


Рисунок 4б – Питомі витрати енергії при низькотемпературному досушуванні ($W_n=17\%$, $W_K=14\%$, $t_A=20\div30^\circ\text{C}$, витрати сушильного агента – $L_A=0,4\div1$ тис. $\text{м}^3/\text{год}\cdot\text{т}$).

Висновки. Сучасні технології післязбиральної обробки зерна основані на використанні комбінованих повітряно-решітних машинах і високотемпературних сушарок практично вичерпали ресурс енергоефективності. Перспективи подальшого вдосконалення технічних засобів ґрунтуються на засадах попереднього фракціонування зернових матеріалів в повітряних сепараторах, подальшій обробці в гравітаційно-решітних машинах і тимчасовому зберіганні та двостадійному сушінні зерна.

Список літератури

1. Адамчук, В.В. Концепція перспективи комплексного вирішення проблеми післязбиральної обробки і зберігання зерна в сільськогосподарських підприємствах України [Текст] / В.В. Адамчук, А.С. Заришняк, А.Н. Прилуцький, С.П. Степаненко // Механізація та електрифікація с-г. – Глеваха. – 2014. – Вип. 99. – С. 40-56.
2. Зюмин, А.Н. Перспективы механизации послеуборочной обработки и хранения зерна [Текст] / А.Н. Зюмин, А.Г. Чижилов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2002. – № 6. – С. 16-20.
3. Кошулько, В.С. Тенденции развития технологий и технических средств для сепарации зерновых материалов [Текст] / В.С. Кошулько // Хранение и переработка зерна. – 2014. – № 2 (179). – С. 22-24.
4. Котов, Б.І. Тенденції розвитку конструкцій машин та обладнання для очищення і сортування зерно матеріалів [Текст] / Б.І. Котов, С.П. Степаненко, М.Г. Пастушенко // Конструювання, виробництво та експлуатація с-г машин. – 2003. – Вип. 33. – С.53-59.
5. Ермольев, Ю.И. Перспективные технологии и технические средства для очистки зерна [Текст] / Ю.И. Ермольев // Механизация и электрификация с-х. – 2002. – № 6. – С.28-29.
6. Гапонюк І.О. Вітчизняні зерносушарки: стан та перспективи / І.О. Гапонюк // Хранение и переработка зерна. – 2014. – № 2. – С.25-29.
7. Грекова, Н.В. Пути совершенствования технологии активного вентилирования [Текст] / Н.В. Грекова, К.И. Громов // Хранение и переработка зерна. – 2014. – № 2. – С. 29-32.
8. Котов, Б.І. Визначення впливу технологічних режимів двостадійного сушіння на енергетичні показники процесу [Текст] / Б.І. Котов, Р.А. Калініченко // Конструювання, виробництво і експлуатація с-г машин. – 2003. – Вип. 33. – С. 60-65.
9. Подгородетский, О.А. К вопросу снижения энергозатрат в технологии двухстадийной сушки зерна [Текст] / О.А. Подгородетский // Хранение и переработка зерна. – 2013. – № 6. – С. 43-45.
10. Эффективные технические решения в технологии двухстадийной сушки зерна // Хранение и переработка зерна. – 2016. – № 12. – С.39-41.
11. Дринча, В.М. Основные концептуальные положения активного вентилирования зерна [Текст] / В.М. Дринча, Б.Д. Цыдендоржиев // Вестник Орел ГАУ. – 2010. – № 1. – С.35-38.
12. Петруня, Б.М. Перспективи застосування штучного холоду для збереження зерна [Текст] / Б.М. Петруня, С.М. Кудашев, О.С.Титлов // Наукові праці Одеської національної академії харчових технологій. – 2004. – Вип. 27. – С.26-30.
13. Верхованцева, В.О. Обґрунтування режимних параметрів охолодження зернової сировини в процесі зберігання [Текст] : автореф. дис.... канд. техн. наук : 05.18.12 / Верхованцевої Валентини Олександрівни. – Вінниця, 2016. – 22 с.

14. Калініченко, Р.А. Визначення енерговитрат при вентилюванні зернової маси в залежності від засміченості [Текст] / Р.А. Калініченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха. – 2002. – Вип. 86. – С.153-156.
15. Степаненко, С.П. Аналіз розвитку конструкцій пневмосепаруючих систем сепараторів [Текст] / С.П. Степаненко, В.О. Швидя, І.С. Попадюк // Механізація та електрифікація с-г. Глеваха. – 2017. – Вип. 5. – С. 132-142.
16. Колодій, О.С. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів пневмогравітаційного сепаратора насіння сояшиника [Текст] : автореф. дис.... канд. техн. наук : 05.05.11 / О.С. Колодій. – Мелітополь, 2015. – 23 с.
17. Лузан, П.Г. Нові конструкції решіткових сепараторів зернових сумішей [Текст] / П.Г. Лузан, О.М. Васильківський // Конструювання виробництва та експлуатації с-г машин. – 1999. – Вип. 27. – С.123-127.
18. Мороз С.М. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора зерна [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Мороз Сергій Миколайович; Кіровоградський державний технічний університет. – Кіровоград, 2012. – 18 с.
19. Stepanenko, S.P. Research pneumatic gravity separation grain materials (Исследование воздушногогравитационной сепарации зерновых материалов). [Text] / S.P. Stepanenko // International scientific jornal. Mechanization in agriculture, conserving of the resources. Scientific technical union of mechanical engineering industry-4.0 Bulgarian association of mechanization in agriculture. Issue 2, - Bulgarian, 2017. – S. 54-56.
20. Васильковський, О.М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового решіткового сепаратора зерна [Текст] : автореф. дис.... канд. техн. наук : 05.05.11 / Васильковський Олексій Михайлович ; Кіровоградський державний технічний університет. – Кіровоград. – 2001. – 21 с.
21. Котов Б.І. Моделювання технологічних процесів в типових об'єктах післязбиральної обробки і зберігання зерна (сепарація, сушіння, активне вентилювання, охолодження) [Текст] / Б.І. Котов, Р.А. Калініченко, С.П. Степаненко, В.О. Швидя, В.О. Лісецький. – Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М. – 2017. – 552 с.

Borys Kotov, Prof., Dsc.

State Agrarian and Engineering University in Podilya, Kamyanets-Podilsky, Ukraine

Sergiy Stepanenko, PhD tech. sci.

National scientific centre "Institute for Agricultural Engineering and Electrification", Kyiv, Ukraine

Roman Kalinichenko, PhD tech. sci.

National University of life and environmental sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine

Conceptual foundations for creating technical facilities for primary grain processing in the conditions of agro-industrial complex farms

Purpose. Identification of the basic principles of increasing the efficiency of grain fractionation by air flows. Theoretical studies are based on the main provisions of theoretical mechanics, in particular, dynamics, as well as the theory of differential equations of the first and second order.

A mathematical description of the motion of particles of a grain mixture in a gravitational-air separator chamber is exposed to the effect of a horizontal and vertical air flow of variable velocity. Trajectories of motion of particles with different sizes are obtained. With certain assumptions, the obtained regularities in the rate of movement of a material particle (point) from coordinates.

Conclusions. Theoretical studies have established the possibility of increasing the efficiency of separating grain materials with aerodynamic characteristics, by changing the horizontal flow velocity in the direction of motion with countercurrent flow of material, and also on the basis of theoretical studies it is determined that particles of grain material can be divided into fractions by aerodynamic properties in vertical channels with lower discharge. The technology of post-harvest grain processing is currently based mainly on the use of machines and equipment designed for a centralized harvesting system, designed for short-term loading and increased productivity. Substantial wear and tear and obsolete morale, unreasonably large specific material and energy consumption of existing units cause significant losses, injuries and poor cleaning quality, high operating costs and cost figures for finished products.

Therefore, the improvement of grain processing machinery and equipment under existing technology can not lead to a decrease in material, energy and production costs and an increase in the food, seed, technical quality of grain materials in the afterbirth period, as well as in storage. To meet the current requirements of the grain manufacturer and the processor, it is necessary to improve, change the technological principles of purification, fractionation, drying and operational storage

separator, airflow, grain, variable air speed, trajectory, resistance force, fractions, vertical channel, windage coefficient

Одержано 22.11.17

УДК 621.644:621.833.15

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Е.В. Магонец, инж., Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

E-mail: krasotamv@ukr.net

Особенности работы и конструкции шестеренного насоса

В статье рассмотрены особенности конструкции шестеренного насоса, объясняющие его высокий уровень удельной мощности в сравнении с другими типами объемных насосов. Представлены в виде моделей характерные особенности работы шестеренного насоса, что позволило сформулировать пути дальнейшего усовершенствования конструкции шестеренного насоса в направлении повышения его технического уровня

шестеренный насос, рабочая жидкость, отсеченная полость, компрессия

Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, Е.В. Магонец, инж., Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

Особливості роботи і конструкції шестеренного насоса

В статті розглянуті особливості конструкції шестеренного насоса, які пояснюють його високий рівень питомої потужності у порівнянні з іншими типами об'ємних насосів. Представлено у вигляді моделей характерні особливості роботи шестеренного насоса, що дозволило сформулювати шляхи подальшого удосконалювання конструкції шестеренного насоса в напрямку підвищення його технічного рівня.

шестеренний насос, робоча рідина, відсічена порожнина, компресія

Постановка проблемы. Широкое применение шестеренных насосов (НШ) в гидравлических системах машин объясняется простотой и компактностью их конструкции, самой высокой удельной мощностью среди других типов объемных насосов, высокой надежностью, малой трудоемкостью изготовления, удобством обслуживания. Однако, до сих пор не до конца изучены особенности конструкции и принципа работы НШ. Это является причиной отсутствия дальнейшего развития конструкций НШ. Следовательно, данная работа, посвященная исследованию конструкции и принципа работы НШ, несомненно, является актуальной.

Анализ последних исследований и публикаций. Базируясь на теоретических и поисковых экспериментальных исследованиях, представленных в работах [4-9], были выявлены ряд особенностей в конструкции и особенностях работы НШ, которые до сих пор не нашли вразумительного объяснения. К таким сторонам в работе НШ следует отнести особенности образования и изменения в процессе работы отсеченной полости, пульсацию подачи и давления рабочей жидкости в НШ.

Постановка задачи. Целью исследований является объяснение отдельных аспектов работы шестеренного насоса, понимание которых позволит правильно сформулировать задачи по дальнейшему повышению его технического уровня.

Базируясь на информации, полученной из научно-технических источников, а также на основе собственных теоретических и экспериментальных исследований, были установлены причинно-следственные взаимосвязи между выявленными особенностями в конструкции и принципах работы НШ.

Использовался метод мысленного эксперимента, в частности установление (отслеживание) прямых аналогий между работой простейшего поршневого насоса и принципами работы НШ. Это дало возможность по-новому взглянуть на указанные проблемы и разрешить их на данном этапе развития понятийного аппарата касательно принципов работы НШ, что даст возможность дальнейшего совершенствования технического уровня НШ.

Изложение основного материала. Шестеренный насос (НШ) относится к роторным насосам высокого давления, который часто используют в гидросистемах и гидроприводах. Шестеренный насос обладает достаточно высокими техническими характеристиками: давление, развиваемое НШ составляет $p=15...32$ МПа при рабочем объеме $V_0=1...400$ см³ и частоте вращения $n=10...60$ с⁻¹. Однако главной особенностью НШ является высокий показатель удельной мощности, который существенно выше, чем у других типов насосов. Так, насос НШ-63М, при рабочем давлении $p=20$ МПа, рабочем объеме $V_0=63$ см³, частоте вращения $n=40$ с⁻¹, габаритных размерах 187x148x134 мм и массе 4,2 кг, развивает мощность 47,4 кВт, а удельная мощность составляет 11,29 кВт/кг. И это не предел.

Как же удалось реализовать это в конструкции НШ? Чтобы ответить на этот вопрос необходимо вспомнить основные законы развития технических систем (ТС) [1, 2, 3].

Техническая система в своем развитии стремится к идеальности. Достигнув совершенства, система должна исчезнуть, а ее функция продолжать выполняться. Основные пути приближения к идеалу:

- снижение габаритов, массы, стоимости, снижение потребляемой энергии без ухудшения технических характеристик ТС, т. е. увеличение удельных показателей ТС;
- повышение количества выполняемых функций;
- «свертывание ТС» в рабочий орган;
- переход в надсистему.

Функциональный анализ ТС предполагает рассмотрение объекта как комплекса выполняемых им функций, при этом исходят из предпосылки, что в рассматриваемом объекте полезные функции всегда сопровождаются вредными и нейтральными функциями. Функциональный анализ позволяет абстрагироваться от конкретного исполнения объекта и сосредоточить внимание на его функциях. Поиск альтернативных вариантов реализации функций осуществляется с целью снижения расхода и повышения уровня выполнения функции.

Закон увеличения идеальности эффективно применяется к тому элементу, который непосредственно расположен в зоне возникновения конфликта или сам порождает нежелательные явления. При этом повышение степени идеальности, как правило, осуществляется употреблением незадействованных ранее ресурсов (веществ, полей), имеющихся в зоне возникновения задачи.

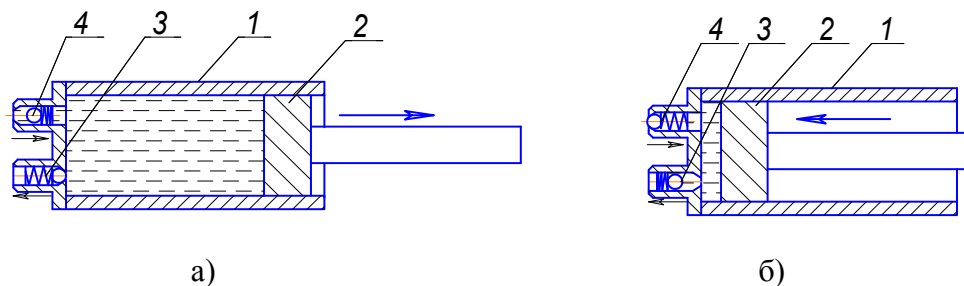
Конструкция НШ представляет собой яркий пример повышения идеальности за счет повышения количества выполняемых функций его элементов. Так, например, ведущая вал-шестерня НШ выполняет более 15 функций.

А поскольку из основных законов развития ТС следует, что нам нужна не сама машина, а та функция, которую она выполняет, то понятно, что стратегической линией развития ТС является повышение ее удельных характеристик. Снижение массы или объема ТС при сохранении ее функциональных показателей – прямой путь к росту

технического уровня ТС. Под техническим уровнем ТС будем понимать совокупность достигнутых технических показателей (характеристик) ТС в данный момент времени.

Далее рассмотрим особенности работы НШ. Для лучшего понимания и образности описания особенностей работы НШ предлагается сравнивать его с принципом работы поршневого насоса.

Представим себе простейший насос объемного типа, который состоит из гильзы 1 и поршня 2 внутри нее, который имеет возможность перемещаться вдоль продольной оси. При этом гильза может быть попеременно соединена при помощи клапанов 3 и 4 с трубопроводом низкого давления на такте всасывания рабочей жидкости (РЖ) и с трубопроводом высокого давления на такте нагнетания РЖ (рис. 1).



а)

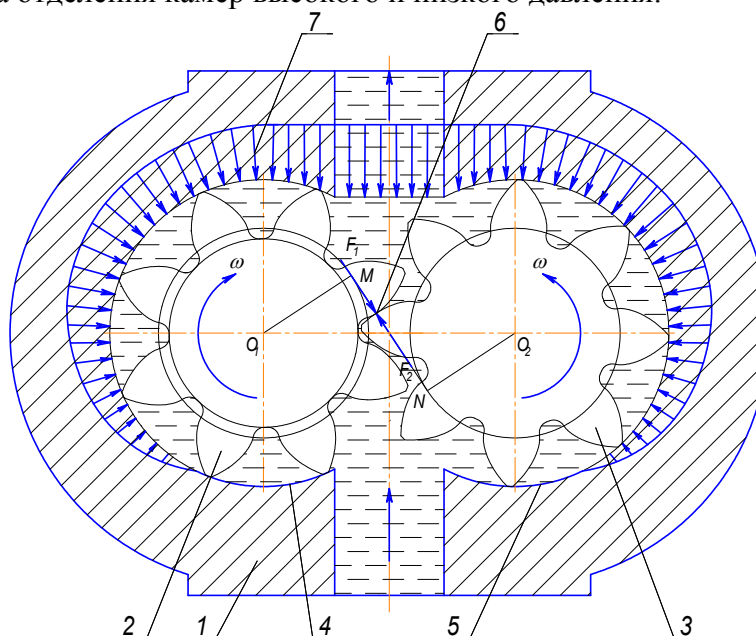
б)

а – такт всасывания; б – такт нагнетания

1 – гильза; 2 – поршень со штоком; 3 – впускной клапан; 4 – выпускной клапан

Рисунок 1 – Простейшая схема объемного насоса

А поэтому, уже на этой стадии в конструкции НШ имеются серьезные усовершенствования – это так называемое шлицевое разделение камер высокого и низкого давления. И это при том, что на осуществление этой важнейшей функции не было задействовано ни одного дополнительного конструктивного элемента. На рис. 2 представлена схема отделения камер высокого и низкого давления.



1 – корпус насоса; 2 – ведущая шестерня; 3 – ведомая шестерня; 4 – зона уплотнения окружного зазора ведущей шестерни; 5 – зона уплотнения окружного зазора ведомой шестерни; 6 – зона уплотнения межзубового зазора; 7 – зона высокого давления

Рисунок 2 – Схема шлицевого отделения камер высокого и низкого давления в НШ

Из рис. 2 видим, что под воздействием высокого давления РЖ «стремится» перетечь в сторону камеры низкого давления по двум направлениям. Первое направление утечек - это по дуге окружности корпуса между вершинами зубьев зоны 4 и 5 и второе направления утечек через межзубовой контакт шестерен 6.

Уплотнение сопряжения «вершина зуба – корпус» происходит благодаря специальному подбору зазоров в подшипниках НШ. Они подбираются таким образом, что высокое давление РЖ - 7 смещает качающийся узел в сторону камеры низкого давления, вследствие этого вершины зубьев шестерен 2 и 3 прижимаются к корпусу 1 в указанных на схеме зонах 4 и 5 (рис. 2), чем и обеспечивается уплотнение окружного зазора.

Уплотнение второго направления утечек через межзубовой контакт шестерен 6 достигается за счет точного изготовления эвольвентной поверхности зубьев, в частности такого параметра как погрешность направления зуба. Уплотнение межзубового контакта достигалось за счет передачи крутящего момента от ведущей к ведомой шестерни насоса в точке 6 (рис. 2), в результате чего возникает усилие прижатия эвольвентных профилей ведущей и ведомой шестерен.

Из вышеизложенного следует, что уплотнение указанных сопряжений происходит как бы само собой. При этом видим, что с увеличением давления степень уплотнения указанных зазоров возрастает, поскольку во многом зависит от развиваемого НШ давления.

Аналогично, для уплотнения торцовых зазоров НШ не были задействованы дополнительные конструктивные элементы – были использованы втулки, в которых расположены подшипники скольжения под цапфы шестерен. Наряду с этим, втулки своими торцами за счет соответствующего заведения давления обеспечивают уплотнение торцовых зазоров НШ.

Поскольку в конструкции НШ предусмотрено, как минимум, две шестерни, то одной из возможных моделей, описывающих принципа работы НШ, можно представить, заменив зубья шестерен системой пластин O_1A , O_2B , O_1T и O_2T (рис. 3). Этот прием был впервые предложен Т.М. Баштой [4] и далее неоднократно использовался другими авторами [5-9].

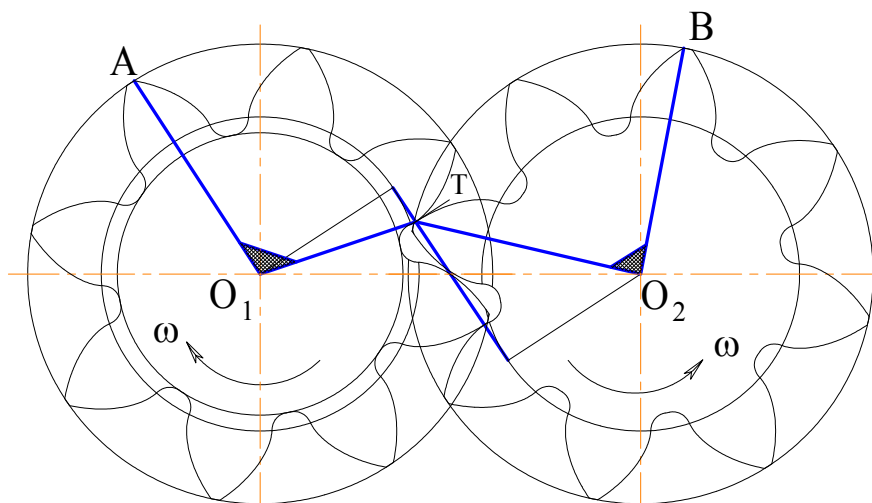
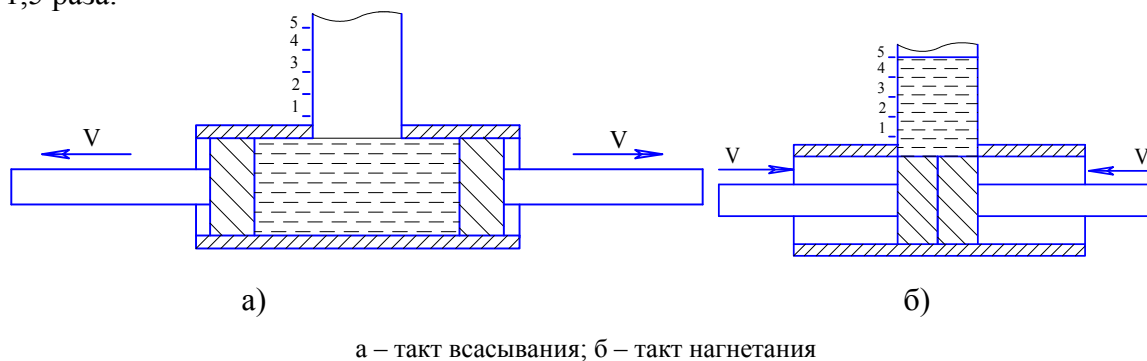


Рисунок 3 – Схема процесса подачи РЖ в НШ по Т.М. Баште [4] и Леонову А.Е. [5]

Проводя аналогию с поршневой схемой насоса, можем увидеть традиционную гильзу, но с двумя поршнями, которые движутся оппозитно: в противоположные стороны на такте всасывания и навстречу друг другу на такте нагнетания (рис. 4). Такая

конструкция при такой же скорости движения поршней обеспечивает двукратную подачу. При этом габаритные и массовые показатели такого насоса растут не более, чем в 1,5 раза.



а – такт всасывания; б – такт нагнетания

Рисунок 4 – Схема процесса всасывания и подачи в насосе с оппозитно движущимися поршнями

Дальнейшим развитием этой схемы является многостепенный НШ, который может иметь несколько входов и выходов. Удельные показатели такого насоса, как правило, существенно выше, чем у обычного НШ. На рис. 5 представлена схема трехшестеренного насоса.

Из законов развития ТС известно, что при целенаправленном усложнении ТС для повышения какого-либо ее параметра, появляются дополнительные возможности повышения технического уровня ТС. В данном случае, использование схемы НШ с тремя шестернями позволяет повысить давление, развиваемое НШ, практически в 2 раза, повысить подачу в 2 раза, снизить нагрузку на ведущую шестерню, при росте габаритных и массовых показателей НШ всего в 1,5 раза.

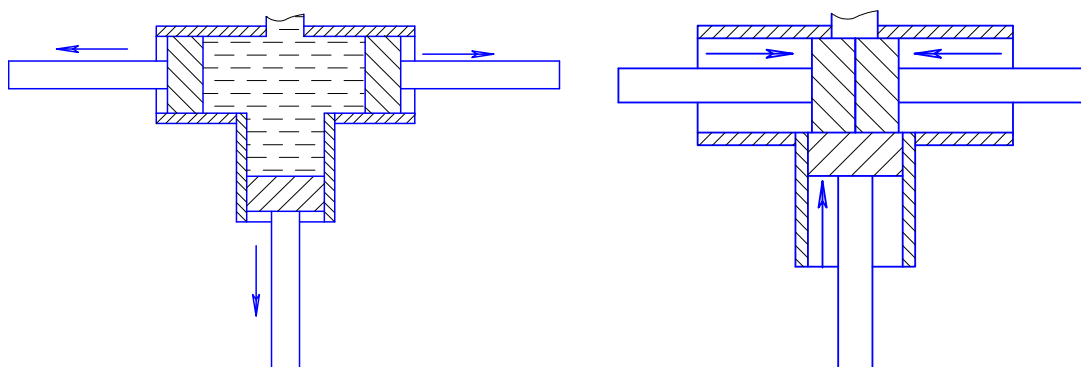
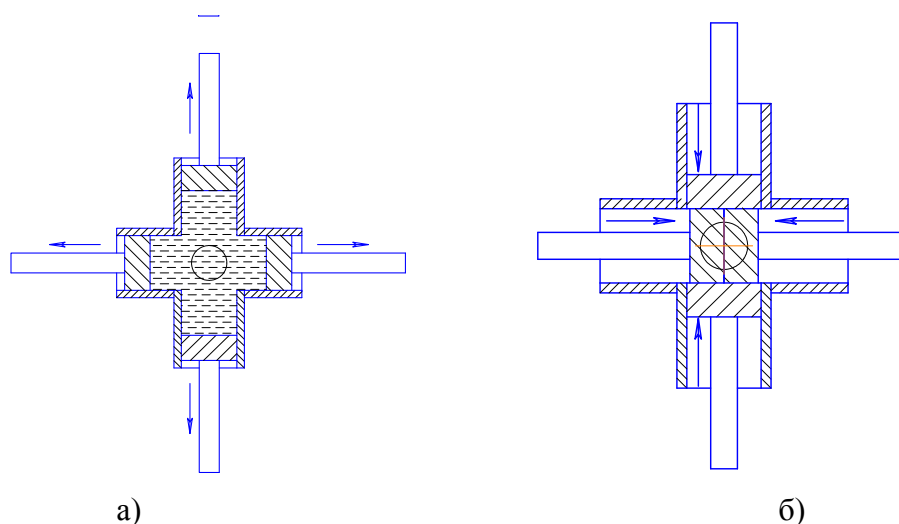


Рисунок 5 – Схема процесса всасывания и подачи РЖ в схеме НШ с тремя шестернями

Следующим этапом интенсификации процесса подачи НШ является схема НШ с четырьмя шестернями, представленная на рис. 6. Из рис. 6. видим, что в процессе перекачивания РЖ как поршень, так и гильза насоса движутся в осевом направлении, на такте всасывания - в противоположные стороны, а на такте нагнетания – навстречу друг другу. Использование такой схемы позволит увеличить скорость подачи РЖ вдвое. Отметим, что реализация такой схемы на поршневом насосе лишена смысла, поскольку приведет к резкому увеличению сложности и металлоемкости конструкции.

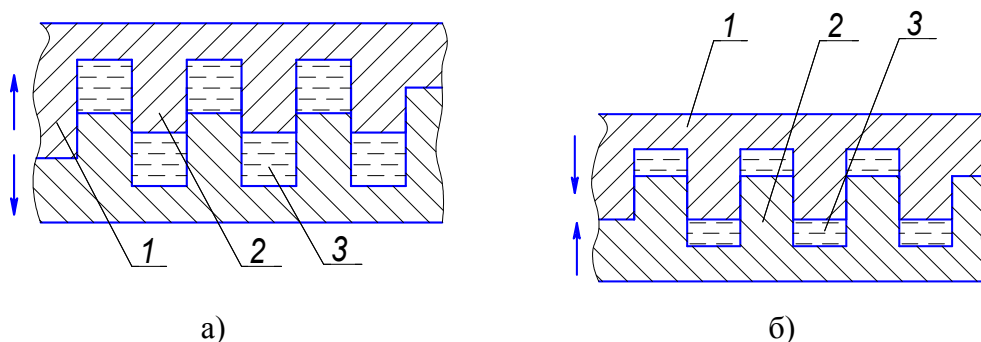
В случае же с НШ, благодаря специфическим особенностям качающего узла, такая схема с четырьмя шестернями вполне «жизнеспособна». Эмерджентность (системное качество) схемы НШ с четырьмя шестернями намного выше схемы НШ с тремя шестернями, поскольку позволяет существенно снизить габаритные размеры и массу насоса.



а – такт всасывания; б – такт нагнетания;

Рисунок 6 – Схема процесса всасывания и подачи РЖ в схеме НШ с четырьмя шестернями

Еще одна замечательная особенность конструкции и функционирования НШ состоит в степени использования ресурсов окружающей среды для повышения технического уровня НШ. Суть его в том, что была использована часть гильзы в качестве поршня насоса. Схема такого насоса представлена на рис. 7. Такой замысел реализован в конструкции НШ. Действительно, из рис. 3 видно, что нерабочая и рабочая сторона соседних зубьев играют роль гильзы в то время, как зуб, находящийся в зацеплении с рабочей эвольвентной поверхностью зуба, образующего гильзу, играет роль поршня. При этом через поворот на угол в $2\pi/z$ радиан они меняются местами.



а – такт всасывания; б – нагнетания

1 – нижний блок, 2 – верхний блок, 3 – рабочая жидкость

Рисунок 7 – Схема насоса, в котором часть одной из стенок гильзы насоса, является поршнем для другой гильзы

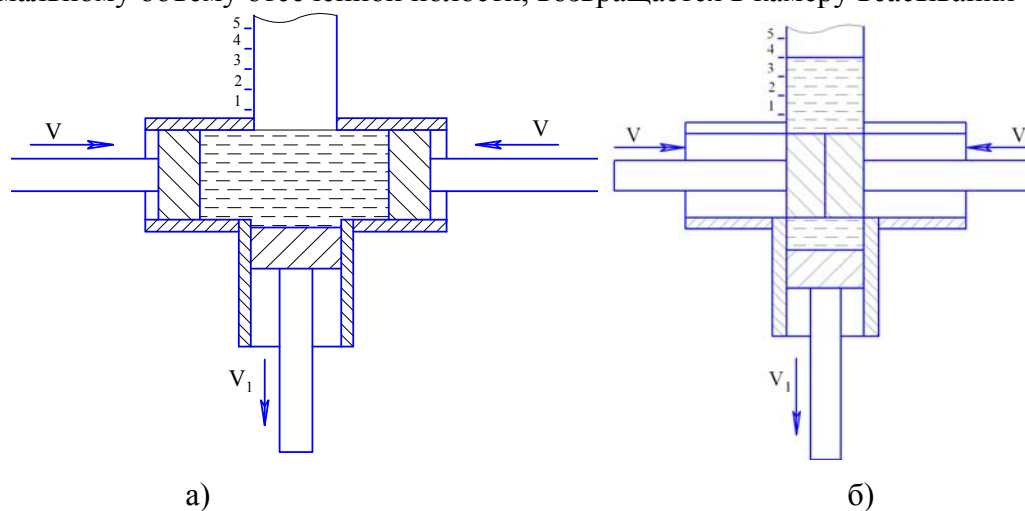
К недостаткам ТС «шестеренный насос» следует отнести образование так называемой отсеченной полости. Вследствие этого явления в работе НШ происходит уменьшение рабочего объема НШ, а также компрессия РЖ на первой стадии существования отсеченной полости. Это сопровождается резким повышением давления РЖ и увеличением нагрузки на детали НШ. Компрессия РЖ сменяется декомпрессией РЖ на второй стадии существования отсеченной полости, что сопровождается кавитацией РЖ.

Объяснение причин образования отсеченной полости до последнего времени сводилось лишь к тому, что в силу геометрических особенностей зуб шестерни не в

состоянии полностью вытеснить РЖ из межзубовой впадины [4 - 21].

Объясним явление образования отсеченной полости в причинно-следственных категориях.

Из рис. 3 видно, что пластины O_1A и O_2B , двигаясь навстречу друг другу к камере нагнетания, вытесняют РЖ, находящуюся между ними, в напорную магистраль. В этой модели ничего нового нет, и она соответствует обычной модели работы поршневого насоса с двумя поршнями и неподвижными стенками гильзы, представленной на рис. 4. Но в действительности (рис. 3) нижняя стенка «гильзы», формируемая пластинами O_1T и O_2T , подвижна. Тогда, модель работы НШ будет иметь вид, представленный на рис. 7. Из рис. 3 и рис. 7 видно, что в процессе вращения шестерен пластины O_1T и O_2T движутся в сторону от камеры нагнетания, тем самым, снижая подачу и коэффициент подачи, поскольку часть жидкости, соответствующая минимальному объему отсеченной полости, возвращается в камеру всасывания (рис. 7).



а – такт всасывания; б – такт нагнетания

Рисунок 7 – Схема процесса подачи РЖ в НШ при условии подвижной стенки гильзы, иллюстрирующая образование отсеченной полости в НШ

Следующим недостатком в работе НШ, который отмечают все авторы и который многими исследователями продолжает изучаться, является пульсация подачи и давления. Опять же, как и в предыдущем случае убедительного объяснения этого явления нет.

На объяснении природы пульсации в традиционном ее трактовании [4-21] остановимся отдельно. На рис. 3 представлена схема подачи РЖ в НШ, принципиальной особенностью которой является жесткая связь между радиусами O_1A и O_2B и радиусами $O_1T=r_1$ и $O_2T=r_2$ [5, 4]. В процессе вращения шестерен, как показано на рис. 3, РЖ, которая находится между радиусами O_1A и O_2B , вытесняется в камеру высокого давления. При этом, радиусы O_1A и O_2B жестко связаны с радиусами шестерен O_1T и O_2T . Особенностью процесса подачи РЖ в НШ, как следует из рис. 3 является то, что указанный процесс является сложным. Его можно представить, как суммарный результат одновременно протекающих двух движений элементов шестерен [21 - 23].

Первое движение – это движение зубьев шестерен до камеры высокого давления. При этом зубья шестерен, двигаясь навстречу друг другу - уменьшают объем камеры высокого давления, обеспечивая тем самым подачу РЖ в НШ. Аналог этого движения схематически представлен на рис. 4.

Начало второго движения – это момент вступление очередной пары зубьев в зацепление. Начиная с этого момента, движение зубьев шестерен, находящихся в зацеплении по отношению к камере высокого давления, происходит в сторону от нее, тем самым, увеличивая объем камеры высокого давления, противодействуя процессу подачи РЖ в НШ. Зубья шестерен, находящиеся в зацеплении, перекрывают друг друга, и поэтому отрицательный эффект от их движения снижается.

Контакт зубьев в точке зацепления является важнейшим элементом в работе НШ, поскольку в этой точке зубья шестерен непосредственно отделяют камеру высокого давления от камеры низкого давления. Особенностью процесса нагнетания НШ является то, что указанный контакт является подвижным, что является причиной образования подвижной стенки, которая отделяет камеру высокого давления от камеры низкого давления. Схема такого насоса представлена на рис. 7. На рис. 7 представлена упрощенная схема (модель) нагнетания РЖ, состоящая из нескольких одновременно происходящих движений: ведущей и ведомой шестерен, движущихся навстречу друг другу и задней стенки, движущейся в противоположную сторону, но с иной скоростью.

На рис. 8 показано, что задняя стенка препятствует процессу подачи не с постоянной скоростью, а со скоростью, подчиняющейся квадратичной зависимости, что на схеме реализовано нежестким поршнем, изменяющим свой диаметр в процессе движения по параболической зависимости.

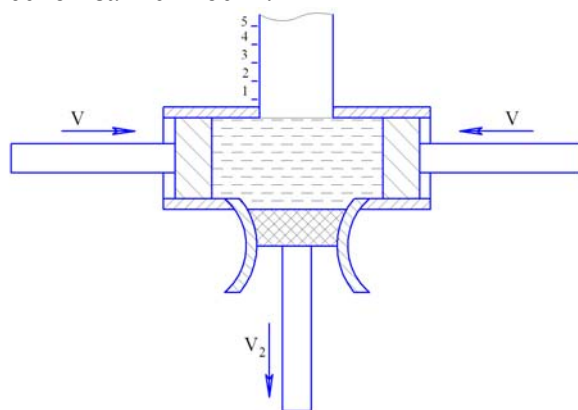


Рисунок 8 – Схема процесса подачи РЖ в НШ при условии подвижной задней стенки

Таким образом, исходя из вышеизложенного следует, что элементы шестерен, способствующие подаче, обеспечивают ее равномерно, а элементы шестерен, препятствующие подаче, обеспечивают этот процесс неравномерно по квадратичной зависимости. Этим и может быть объяснена неравномерность подачи РЖ в НШ. Еще раз подчеркнем, что речь идет о физической модели процесса подачи НШ в соответствии с традиционными представлениями об этом процессе. При этом максимальное значение подачи и давления наблюдается в полюсе зацепления – точке Р.

О наличии пульсации подачи РЖ в НШ свидетельствуют работы ряда отечественных и зарубежных исследователей [4 - 26], в которых, однако, нет объяснения механизма пульсации подачи РЖ. Нами впервые предложено объяснение механизма пульсации подачи и давления в НШ в традиционном его трактовании.

Выводы. В статье подробно рассмотрены особенности конструкции шестеренного насоса, объясняющие высокий уровень удельной мощности в сравнении с другими типами насосов. Характерные особенности принципа работы НШ представлены в виде моделей (схем работы) обычного поршневого насоса. Представленные схемы позволяют понять особенности конструкции и принципа работы НШ и сформулировать пути дальнейшего совершенствования его конструкции

в направлении повышения технического уровня.

Предложенные схемы работы позволяют объяснить такие негативные явления в шестеренном насосе как отсеченная полость, пульсация давления и подачи полости в причинно-следственных категориях.

Список литературы

1. Альтшуллер, Г.С. Поиск новых идей. Теория и практика решения изобретательских задач [Текст] / Г.С. Альтшуллер, Б.Л. Злотин, А.В. Зусман, В.И. Филатов. – Кишинев: Картя Молдавенияскэ, 1989. – 381 с.
2. Саламатов, Ю. Система развития законов творчества. В сб. Шанс на приключение [Текст] / сост. А.Б. Селюцкий. – Петрозаводск: Карелия, 1991. – 304 с. (Техника – молодежь – творчество).
3. Гліненко, Л.К. Моделювання евристичних задач проектування [Текст] : Монографія / Л.К. Гліненко, А.А. Смердов, О.М. Вибойщик; Державний ун-т «Львівська політехніка», Львівський технічний коледж. – Львів. «Телемаркет», 1997. – 222 с.
4. Башта, Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты [Текст] [конструкция и расчет] / Башта Т.М. – М.: Гос. издат. оборонной промышленности, 1951. – 356 с.
5. Леонов, А.Е. Насосы гидравлических систем и машин [Текст] / А.Е. Леонов. – М. – К.: Машгиз, 1960. – 226 с.
6. Башта, Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов [Текст] / Т.М. Башта. – 4-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
7. Чиняев, И.А. Роторные насосы [Текст] : справ. пособие / И.А. Чиняев. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
8. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учебник для машиностроительных вузов [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов [и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
9. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы [Текст] / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Некрасов Б.Б. [и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 593 с.
10. Козерод, Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса [Текст] : дис. ... канд. техн. наук. / Козерод Юрий Валерьевич. – М. Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977. – 150 с.
11. Башта, Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств [Текст] / Т.М. Башта. – [3-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
12. Кулешков, Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен [Текст] : монография / Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Без, Ю.А. Титов // Теория, конструкция и расчет. – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
13. Рыбкин, Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е.А. Рыбкин, А.А. Усов. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
14. Лурье, З.Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации [Текст] / З.Я. Лурье, И.В. Коваленко // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 3 (29) – С.9-13.
15. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Е.М. Юдин. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
16. Коловратные роторные насосы [Текст] : энциклопедический справочник машиностроителя / В.Н. Прокофьев. – Машгиз. – 1948. – Т. 12. – С. 398 - 401.
17. Башта, Т.М. Машиностроительная гидравлика: справ. пособие [Текст] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
18. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем [Текст] : учебник для вузов / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
19. Башта, Т.М. Объемные гидравлические приводы [Текст] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1969. – 628 с.
20. Осипов, А.Ф. Исследование вопросов устойчивой работы шестеренных насосов и моторов на высоких давлениях рабочей жидкости [Текст] : дисс. ... канд. техн. наук / А.Ф. Осипов. – М.: МАИ, 1953. – 152 с.
21. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса [Текст] / Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, О.О. Матвиенко // Зб. наук. праць Кіровоградського нац. техн. унів. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеve машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ. – 2008. – Вип. 21. – С. 253 – 262.

22. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення [Текст] / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. [та ін.] // 36. наук. праць Кіровоградського нац. техн. унів. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ. – 2010. – Вип. 23. – С. 278 – 390.
23. Кулешков, Ю.В. Повышение удельной подачи шестеренного насоса [Текст] / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, Р.А. Осин // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture. – Simferopol – Lublin. – 2009. – Vol. 11A. – P. 193 – 206.
24. Кулешков, Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею [Текст] / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, О.В. Бевз // Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – № 3 (13). – С. 98 -102.
25. Андренко, П.М. Гасители пульсаций тиску об'ємних гідроагрегатів [Текст] : монографія / П.М. Андренко, О.В. Дмитренко, М.С. Свинаренко. – Х: Видавництво «НТМТ», 2012. – 160 с.
26. Черновол, М.І. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки [Текст] / М.І. Черновол, Ю.В. Кулешков // Вісник аграрної науки. – 2008. – № 8. – С. 52-54.

Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., Timofey Rudenko, Assoc. Prof., Phd tech. sci., Mikhail Krasota, Assoc. Prof., Phd tech. sci., E. Magonets, Eng., Ruslan Osin, Assoc. Prof., Phd tech. sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Special aspects of work and construction of gear-type pump

The objective of research is to explain certain aspects of gear-type pump work, understanding of which allows to formulate tasks of farther increasing its technical level.

The article describes the special aspects of construction gear-type pump, which explains its high level of unit power in comparison with other kinds of massive pumps. Submitted in a form typical aspects of gear-type pump work, which allows to formulate the ways of farther upgrading the gear-type pump construction towards increasing its technical level.

Offered schemes of work allows to explain such negative feature in the gear-type pump as split off void, pulsating of pressure and giving in causal-resultative categories.

gear pump, engagement line, working fluid, cut-off housing, compression

Получено 01.11.17

УДК 631.374:631.362

В.Л. Куликівський, канд. техн. наук, В.К. Палійчук, доц., канд. техн. наук, В.М. Боровський, ст. викл.

Житомирський національний агроекологічний університет, м. Житомир, Україна
E-mail: kylikovskiy@ukr.net

Травмування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами шнекових живильників

Представлено результати експериментальних досліджень живильників, які були направлені на визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів шнеків. Встановлено, що основний вплив на травмування зернового матеріалу живильником мають зазор між витками і кожухом, частота обертання гвинтового робочого органу та кут нахилу транспортувального шнека.

гвинтовий робочий орган, зерновий матеріал, параметри, технологічний процес, травмування, транспортування, шнековий живильник

© В.Л. Куликівський, В.К. Палійчук, В.М. Боровський, 2017

В.Л. Куликовский, канд. техн. наук, В.К. Палийчук, доц., канд. техн. наук, В.Н. Боровский, ст. преп.

Житомирский национальный агроэкологический университет, г. Житомир, Украина

Повреждение зернового материала винтовыми рабочими органами шнековых питателей

Представлены результаты экспериментальных исследований питателей, которые были направлены на определение рациональных конструктивно-технологических параметров шнеков. Установлено, что основное влияние на повреждение зернового материала питателем имеют зазор между витками и кожухом, частота вращения винтового рабочего органа и угол наклона транспортировочного шнека.

винтовой рабочий орган, зерновой материал, параметры, технологический процесс, повреждение, транспортировка, шнековый питатель

Постановка проблеми. Ключовою задачею агропромислового комплексу України являється стійке нарощування виробництва зерна, яке необхідне для формування насіннєвих фондів, забезпечення населення продуктами харчування, а тваринництва – фуражем. При стабільному збереженні посівних площ основними шляхами збільшення виробництва зерна є підвищення врожайності та зменшення втрат у всіх ланках технологічного процесу.

Однією з причин низьких показників проростання насіння є високий рівень їх травмування при збиранні та післязбиральній обробці. Сумарний показник травмування зерна при збиранні та післязбиральній обробці може досягати 70...80 %. Встановлено, що 10 % травмованих насінин знижують врожайність на 1...2 ц/га.

Зернове виробництво поряд з основними технологічними процесами вимагає виконання великих обсягів транспортних і навантажувальних операцій. На одну тонну виробленого і закупленого зерна припадає 7...9 т вантажно-транспортних робіт.

Підвищення якості насіння можливе за рахунок усунення механічних пошкоджень, що виникають під впливом транспортуючих робочих органів комбайнів та зерноочисних машин, які за своїми конструктивними особливостями і технологічними режимами робіт не відповідають повною мірою вимогам всієї сукупності фізико-механічних властивостей зерна.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес подачі оброблюваного матеріалу в зерноочисні машини здійснюється системою завантаження за допомогою завантажувально-розподільних пристроїв. Призначення системи живлення–забезпечення рівномірного завантаження робочих органів по ширині зерноочисних машин.

Процес подачі оброблюваного матеріалу повинен забезпечувати в необхідній кількості рівномірне безперервне надходження зерна за часом і рівномірне заповнення ширини робочих органів [1]. У зерноочисних машинах застосовують кілька різновидів приймально-розподільних пристроїв, одним з таких видів є приймально-розподільний пристрій шнекового типу. Шнек також використовується в складі зерноочисних ліній, зерносушарок для транспортування, а також вивантаження зерна із силосів і зерносушарок. Недоліком шнекових пристроїв є те, що вони значно травмують зерно [2-4]. Однак дані по травмуванню зерна істотно відрізняються, підсумки вказують на те, що якісь, істотні конструктивні та режимні фактори просто не враховувалися.

Постановка завдання. Мета досліджень полягає у встановленні залежності травмування зернового матеріалу від параметрів шнекових живильників та обґрунтування їх оптимальних значень.

Виклад основного матеріалу. Важливим параметром в роботі шнекових живильників є зазор між кожухом і витками гвинтового робочого органу. Цей параметр

найбільш змінний в результаті протікання процесів зношування витків зерною масою. Від його величини залежать основні показники роботи шнека. Особливе значення даний параметр має для шнеків сільськогосподарського призначення, де від його величини залежить ступінь травмування зерна при транспортуванні і змішуванні.

Конструктивно зазор H між кожухом і витком шнекового робочого органу вибирається меншим за найменший розмір зернин матеріалу, що транспортується. Таке рішення, обумовлено необхідністю не створювати втрати потоку зерна через занадто великий зазор. Однак, його величина повинна бути достатньою для нормальної роботи живильника, без торкання витків гвинтового робочого органу об кожух.

Із двох деталей робочого органу, що утворюють зазор, кожух є нерухомим, а виток шнека обертається навколо власної осі з кутовою швидкістю ω . Ці переміщення призводять до виникнення сил тертя руху, що обумовлені контактною взаємодією частинки зерна в зазорі робочого органу.

Зернова частинка у зазорі, в залежності від розподілу сил, що діють на неї, може рухатись по-різному:

1. Перекочуватися по поверхням тертя, що належать як кожуху, так і витку шнека;
2. Знаходитись в защемленні поверхнею кожуха і проковзувати по поверхні витка до досягнення зусиль, що її руйнують;
3. Бути нерухомою (защемленою) відносно витка шнека і переміщуватися по поверхні кожуха.

Останній випадок малоімовірний на практиці, так як досвід експериментальних досліджень з використанням швидкісної зйомки [2] показує, що в потоках малорухомі або нерухомі частинки приєднуються до нерухомих поверхонь. Тобто у шнекового робочого органу рухомість зернових частинок здебільшого втрачається біля внутрішньої поверхні кожуха.

На частинку зерна в зазорі, коли є ступені вільності її переміщення відносно контактних поверхонь, діють наступні сили: сила ваги частинки; реакція поверхні кожуха; реакція поверхні витка; опір шару сусідніх частинок.

Ці сили, в даному випадку, породжують моменти обертового руху частинки при її не защемленні: момент від сили ваги; момент від реакції кожуха; момент від реакції витка; момент від опору сусідніх частинок.

Однак, таке переміщення частинки зерна в зазорі, коли є поступальний та обертовий рух представляється типовим для зазорів між кожухом і витком менших, ніж найменший розмір зернини. Тобто, для умов нормального транспортування зерна шнековою поверхнею на границі переходу до нерухомого кожуха. При цьому зазначені зусилля в основному витрачаються на виконання роботи по переміщенню зерна і тільки частково на тертя та спрацювання робочих поверхонь витка і кожуха.

Таким чином, спочатку частинка зерна переміщується вздовж осі гвинтового робочого органу, виконуючи складний рух ковзання по поверхням тертя з прокручуванням навколо власного центра мас. Це може продовжуватися до виникнення умов защемлення частинки в зазорі (рис. 1). А такі умови складаються внаслідок зношування робочої поверхні витка, стирання переднього кута взаємодії з зерною масою і виникнення щілини захвату частинки.

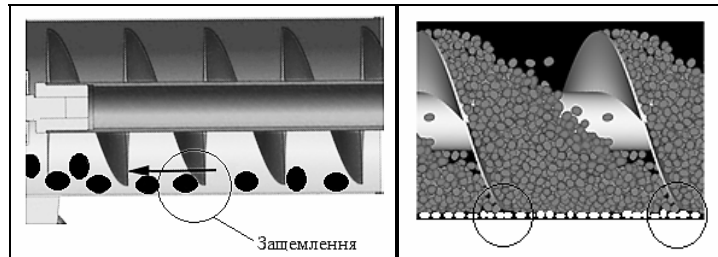


Рисунок 1 – Умови руйнування зернини в зазорі між гвинтовим робочим органом і кожухом шнекового живильника

Визначення області тертя значно спрощується при застосуванні комбінованого графоаналітичного методу. Для цього, спочатку задаються координатами точки контакту $A(x, y)$ (рис. 2).

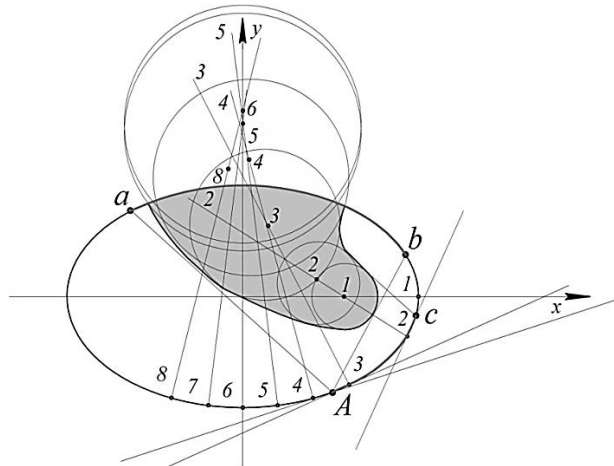


Рисунок 2 – Схема для визначення зон заклинювання зернової частинки в зазорі робочих поверхонь шнекового живильника

З точки контакту проводиться нормаль до кривої еліпса. На нормалі відкладається радіус кривизни кривої. Таким чином встановлюється центр кривизни, з якого проводиться коло тертя (радіусом тертя). Операції повторюються достатню кількість разів для побудови плавної кривої, що з'єднує і охоплює кола тертя. Ділянка в середині отриманої лінії представляє собою область тертя. Важливість її визначення полягає в тому, що за допомогою області тертя встановлюються зони заклинювання частинки робочими поверхнями кожуха і витка шнека. Для цього з точки контакту $A_i(x_i, y_i)$, де виконується умова $tg\mu = f$, проводяться дотичні до області тертя (рис. 2). В перетині дотичних з контуром еліпса визначаються точки a і b , менша дуга між якими задає зону заклинювання частинки нерухомою поверхнею кожуха. Зона заклинювання робочою поверхнею витка визначається шляхом паралельного переносу дотичної A_a (рис. 2) на протилежну сторону області тертя. Тоді в перетині контуру еліпса з цією дотичною встановлюється точка c . Коротка дуга Ac між точками A і c задає ділянку заклинювання частинки зерна робочою поверхнею витка шнека. Як видно з отриманих графоаналітичних побудов, дуга заклинювання ab суттєво більша дуги заклинювання Ac . Отриманий результат підтверджує положення про те, що частинки сипкого матеріалу в своєму русі, більш ймовірно, втрачають швидкість переміщення до повної зупинки біля нерухомих поверхонь. Внаслідок цього, нерухомі поверхні в зазорах зношуються в меншій мірі ніж рухомі.

Область тертя розділяє поведінку частинки зерна на два види, в залежності від величини кута тертя μ між вектором реакції дії робочого органу і вектором зусилля, що діє по нормалі до робочої поверхні.

Якщо кут тертя буде таким, що $tg\mu > f$, то вектор реакції проходить повз область тертя і частинка зерна не заклинюється між робочими поверхнями в зазорі. При малих значеннях кута тертя, тобто коли нормальне зусилля і реакція відхиляються на незначний кут, а $tg\mu \leq f$, вектор реакції проходить через область тертя або дотично до неї. Тоді сили тертя такі, що утримують частинку в зазорі між витком і кожухом шнека. Це суттєво впливає на механізм взаємодії шнекового робочого органу з частинкою.

На кут тертя впливає не тільки форма і стан поверхні частинки зерна, а також форма та стан поверхні контртіла, тобто робочої поверхні витка гвинтового робочого органу. Якщо стан робочої поверхні витка практично мало змінюється, то форма, внаслідок зношування, міняється суттєво. Причому, згідно представленого аналізу [5], відхилення форми від початкової трапецеїдальної до криволінійної з втратою вершини кута, розвертає вектор реакції дії витка на частинку в напрямку збільшення ймовірності її заклинювання.

При заклинюванні відбувається перерозподіл зусиль. Осьовим рухом точки контакту витка при заклинюванні частинка стискується в зазорі. Сили, що діють на неї (в тому числі і сила тертя) суттєво збільшуються. В той же час відбувається рух точки контакту вздовж витка зі швидкістю V_e . Сумісна дія силового фактору і фактору переміщення обумовлюють зношування робочої поверхні витка, що призводить до збільшення величини зазору H між ним та кожухом шнека.

Зусилля стиску, що діють на зернину і відповідно її реакції на робочі поверхні деталей в зазорі ростуть до граничних значень, при яких відбувається руйнування частинки.

Таким чином, збільшення величини зазору між кожухом і гвинтом шнека до розмірів, близьких до параметрів частинки зерна, а також криволінійна форма поверхні зношування витка, сприяють утворенню умов заклинювання частинки. При цьому різко підвищується зусилля в контактах між зерниною і деталями зазору, що при наявності переміщень вздовж витка активізує його зношування та руйнування зернової частинки. Обидва ефекти носять негативний характер і знижують можливість раціонального використання шнекових робочих органів.

Травмування зерна при транспортуванні є основним фактором, який регламентується агротехнічними вимогами, що запобігає неякісному протіканню процесу переміщення у шнеках будь-якого типу. В результаті теоретичних досліджень і пошукових дослідів встановлено, що основний вплив на параметр оптимізації $T_{зм}$ (травмування зернового матеріалу) здійснюють наступні фактори: частота обертання гвинтового робочого органу $n_{про}$, зазор між витком та кожухом H і кут нахилу живильника β_m [2, 6, 7].

З метою підвищення продуктивності праці при проведенні експериментальних досліджень впливу конструктивно-технологічних параметрів шнекових живильників на травмування зерна (озимої пшениці), що переміщується, було використано універсальний стенд (рис. 3) [8].

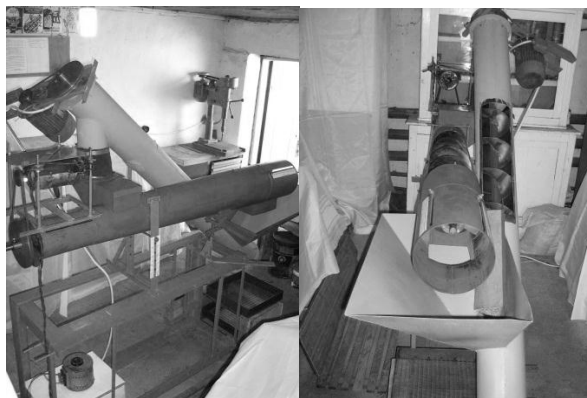


Рисунок 3 – Стенд для дослідження конструктивно-технологічних параметрів шнекових живильників

При визначенні травмування насіння, після переміщення гвинтовим робочим органом зерно потрапляло на спеціальні решета (рис. 4), що дозволяли виділити пошкоджені насінини з основного матеріалу згідно ГОСТ 13586.3-83 «Зерно. Правила приемки и методы отбора проб» та ДСТУ 4138-2002 «Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості» [9, 10]. При аналізі зерна розділяли на дві фракції: цілі та травмовані.



Рисунок 4 – Пристосування для сортування та розділення зерна на фракції після транспортування шнековим живильником

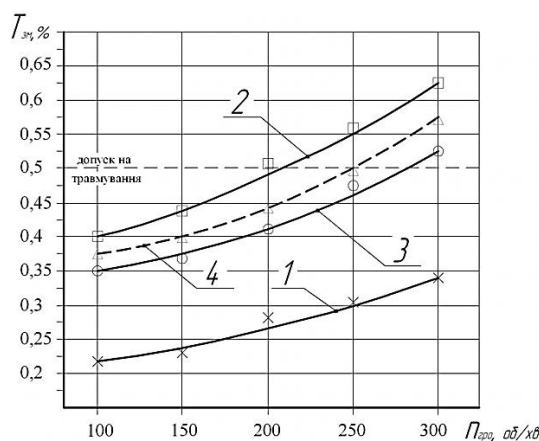
Згідно прийнятої програми досліджень був реалізований багатофакторний експеримент виду 2^3 з трьохкратною повторністю для отримання математичних залежностей впливу конструктивно-кінематичних параметрів шнекового живильника на травмування зернового матеріалу, що переміщується.

Подальша обробка експериментальних даних проводилась за допомогою ПК та прикладних програм Microsoft Excel та Maple 12.

Дослідженнями встановлено, що у зазорі меншому за мінімальні розміри зерен пшениці, защемлення їх в процесі переміщення по кожуху практично не спостерігається. У зазорі, більшому трьох середніх розмірів зернин (12 мм і більше), на дні кожуха утворюється пасивний ледь рухомий шар матеріалу.

Як показав аналіз результатів експериментальних досліджень, збільшення частоти обертання гвинтового робочого органу призводить до зростання травмування за рахунок інтенсивнішого тертя зерен об поверхні, що контактують та повторних взаємодій з витками шнека (рис. 5).

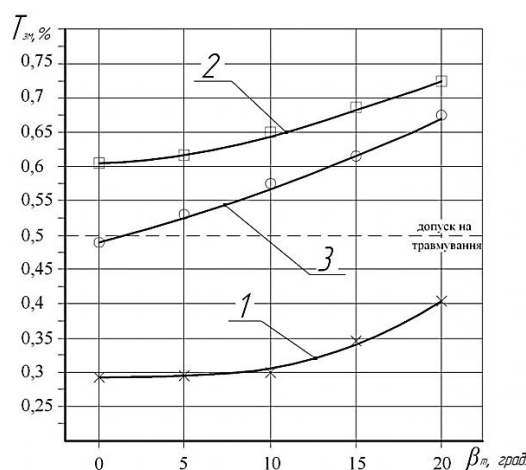
При дослідженні травмування було з'ясовано, що використання шнекового живильника з мінімальним зазором між витками та кожухом дозволяє зменшити пошкодження зерна (пшениці) гвинтовим робочим органом до 0,29 – 0,31 % (у серійного живильника – 0,45 – 0,48 %) при збереженні максимальної продуктивності процесу.



1 – при зазорі між витками гвинта та кожухом $H=2$ мм; 2 – при $H=7$ мм; 3 – при $H=12$ мм;
4 – серійний шнек

Рисунок 5 – Залежність травмування зерна горизонтальними шнековим живильником від частоти обертання гвинтового робочого органу

Зміна кута нахилу шнека не лише підвищує питому енергоємність процесу, але й впливає на зростання травмування зернового матеріалу, що переміщується (рис. 6). Найбільші значення травмування матеріалу зафіксовані при куті нахилу шнекового живильника більше 10 град.



1 – при зазорі між витками гвинта та кожухом $H=2$ мм; 2 – при $H=7$ мм; 3 – при $H=12$ мм

Рисунок 6 – Залежність травмування зерна швидкохідним шнековим живильником від напрямку переміщення матеріалу

Експериментальними дослідженнями встановлені межі факторів, при яких критерій оптимізації $T_{зм}$ набуває оптимальних значень: частота обертання гвинтового робочого органу $n_{про}=130...250$ об/хв.; зазор між витками та кожухом $H=1...2$ мм; кут нахилу транспортера $\beta_m=0...5$ град.

Висновки. 1. Найбільший вплив на травмування зернового матеріалу здійснює зазор між витками гвинтового робочого органу та кожухом шнека, наближення його до середніх розмірів зернових частинок призводить до підвищеного руйнування окремих зерен.

2. Використання живильників зі встановленим мінімальним зазором між витками шнека і кожухом дозволяє зменшити пошкодження зерна гвинтовим робочим органом до 0,29 % при збереженні максимальної продуктивності процесу.

3. Зміна кута нахилу шнекового живильника не лише підвищує питому енергоємність процесу, але й впливає на зростання травмування зернового матеріалу, що переміщується.

Список літератури

1. Бойко, А.І. Аналіз конструкцій гвинтових транспортерів та живильників зерноочисних машин [Текст] / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Вісник Харківського нац. техн. ун-ту сільськогосподарства ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2011. – Вип. 93: Механізація сільськогосподарського виробництва. – Т. 1. – С. 199-205.
2. Куликівський, В.Л. Дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром [Текст] / В.Л. Куликівський, В.К. Палійчук, В.М. Боровський // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 46. – Кіровоград: КНТУ, 2016. – С. 160-165.
3. Пугачев, А.Н. Повреждение зерна машинами [Текст] / А.Н. Пугачев. – М.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
4. Тарасенко, А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке [Текст] / А.П. Тарасенко. – Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003. – 331 с.
5. Бойко, А.І. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі «виток-кожух» шнекових живильників зерноочисних машин [Текст] / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Науковий вісник НУБіПУ. – К.: Ред-вид. відділ НУБіПУ, 2011. – Вип. 166: Техніка та енергетика АПК, ч. 1. – С. 267-274.
6. Куликівський, В.Л. Результати експериментальних досліджень гвинтових транспортерів та живильників [Текст] / В.Л. Куликівський // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2013. – Вип. №132: Технічні системи і технології тваринництва. – С. 427-434.
7. Куликівський, В.Л. Експериментальні дослідження ефективності роботи гвинтових транспортерів зерноочисних машин [Текст] / В.Л. Куликівський // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2013. – Вип. 134: Технічні сервіс машин для рослинництва. – С. 95-101.
8. Пат. 68860 Україна, МПК В65G 33/16. Стенд для дослідження характеристик гвинтових транспортерів та шнекових живильників / А.І. Бойко, С.В. Міненко, В.Л. Куликівський; заявник В.Л. Куликівський. – №u201112449; заявл. 24.10.2011; опублік. 10.04.2012, Бюл. № 7, 2012 р.
9. Зерно. Правила приемки и методы отбора проб [Текст] : ГОСТ 13586.3-83. – М.: Издательство стандартов, 1984. – 62 с.
10. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості [Текст] : ДСТУ 4138-2002. – К.: Ред-вид. відділ УкрНДІССІ, 2003. – 172 с.

Vladimir Kulykivskyi, PhD tech. sci., Vladimir Paliychuk, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Victor Borovskyi, Sr. Lect.

Zhytomyr National Agroecological University, Zhytomyr, Ukraine

Damage of grain material by screw working parts of screw feeders

The purpose of the paper is to determine the dependence of the grain material injury on the parameters of screw feeders and to substantiate their optimal values.

The greatest influence on the damage of grain material carries a gap between the turns of the screw working organ and the screw housing, its approximation to the size of the grain particles leads to increased destruction of individual grains. When the gap is less than the minimum size of the grains, it is practically not observed in the movement during the casing, and when the clearance is more than three average parts of the parts, a passively barely moving material layer forms on the bottom of the casing. The use of feeders with the minimum gap between the screw turns and the casing reduces grain damage by the screw working organ while maintaining the maximum process performance.

Changing the angle of the screw feeder not only increases the specific energy consumption of the process, but also affects the growth of damage to the moving grain material.

screw working body, grain material, parameters, technological process, injury, transportation, screw feeder

Одержано 26.10.17

УДК 631.362.3

Б.І. Котов, проф., д-р. техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет (ПДАТУ), м. Кам'янець-Подільський, Україна

В.О. Грищенко, канд. техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна, E-mail: bepeck2001@rambler.ru

Математична модель охолодження вологого зерна у вентильованих бункерах з радіальним розподіленням повітря

В статті розглянуто нестационарний процес тепло- і масообміну в щільному нерухомому шарі зернового матеріалу при вентильованні охолодженим повітрям в бункерах з радіальним розподілом повітря. При спрощених припущеннях фізичної картини сформульована математична модель нестационарного процесу охолодження зерна і подано її розв'язок і аналіз в комп'ютерному середовищі MatLAB.

зерно, бункер активного вентильовання, охолоджене повітря, охолодження зерна, тепло- і масообмін

Б.И. Котов, проф., д-р. техн. наук

Подольский государственный аграрно-технический университет (ПГАТУ), г. Каменец-Подольский, Украина

В.А. Грищенко, канд. техн. наук

Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина

Математическая модель охлаждения влажного зерна в вентилируемых бункерах с радиальным распределением воздуха

В статье рассмотрен нестационарный процесс тепло- и массообмена в плотном неподвижном слое зернового материала при вентилировании охлажденным воздухом в бункерах с радиальным распределением воздуха. При упрощенных предположениях физической картины сформулирована математическая модель нестационарного процесса охлаждения зерна и представлены ее решение и анализ в компьютерной среде MatLAB.

зерно, бункер активного вентилирования, охлажденный воздух, охлаждение зерна, тепло- и массообмен

Постановка проблеми. Внаслідок того, що стійкість зерна при зберіганні залежить не тільки від вологості, але і від температури, в сільськогосподарському виробництві використовують охолодження як свіжозібраного зернового матеріалу, так і після сушарок використовують виносні охолоджувачі колонкового типу з радіальним розподілом повітря.

Для подовження періоду роботи зерносушарок, здійснюють тимчасове консервування вологого зерна як атмосферним, так і охолодженим повітрям в установках бункерного типу з радіальною подачею в зерносушарках. Охолодження зерна після високотемпературного сушіння є обов'язковою операцією, передбаченою нормативними документами. В ряді зерносушарок повітря. Таким чином, схема радіальної фільтрації повітря при охолодженні просушеного та вологого зерна в товстому шарі отримала досить широке розповсюдження. Тому, визначення тривалості охолодження,

а також розподілу параметрів повітря і зерна в залежності від товщини шару досить актуально і необхідно для пошуку оптимальних режимів і конструкцій циліндричних елементів охолоджувачів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженню процесу охолодження зерна в нерухомому щільному шарі присвячена значна кількість робіт, найбільш цікавих з яких, порівняно мало [1-8]. Однак, відома велика кількість робіт присвячена визначенню процесів тепло- і масообміну в щільному шарі неорганічних матеріалів при фільтрації газового теплоносія, аналіз яких наведено в роботах [8,9]. Задачі теплообміну в шарі зернистого матеріалу, до яких відноситься і зерно, проаналізовано і узагальнено в роботах [7-9]. Запропоновані системи диференціальних рівнянь не враховують процесів тепло і вологовиділення зерновим матеріалом в процесі дихання. В роботах [4-6] наведено математичні моделі процесів тепло і масообміну в шарі зернових і соковитих матеріалів при активному вентиляванні охолодженим повітрям для насипу з вертикальною фільтрацією. В монографії [8] проаналізовано математичний опис процесу охолодження зерна при радіальному розподілі повітря, але без урахування випаровування і самозігрівання зерна. Формулювання і розв'язок математичної моделі охолодження зерна в плоскому насипі з урахуванням випаровування вологи наведено в роботі [11], але не враховуються тепловиділення зерновою масою.

Таким чином, постає питання формулювання математичної моделі охолодження зернового матеріалу при радіальному розподіленні параметрів повітря з урахуванням виділення вологи і теплоти самозігрівання.

Постановка завдання. Враховуючи недостатнє аналітичне дослідження процесу охолодження зерна в бункерах з радіальним вентиляванням є необхідним встановлення закономірностей зміни параметрів зернового матеріалу і повітря при фільтрації повітря крізь кільцевий шар з метою його охолодження.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо шар зернового матеріалу, розміщений між двома перфорованими циліндричними поверхнями. Повітря нагнітається вентилятором і переміщується від внутрішньої поверхні до зовнішньої в напрямку вісі Or (рис. 1). Таким чином задача розподілу параметрів процесу і зміни їх в часі одновимірна.

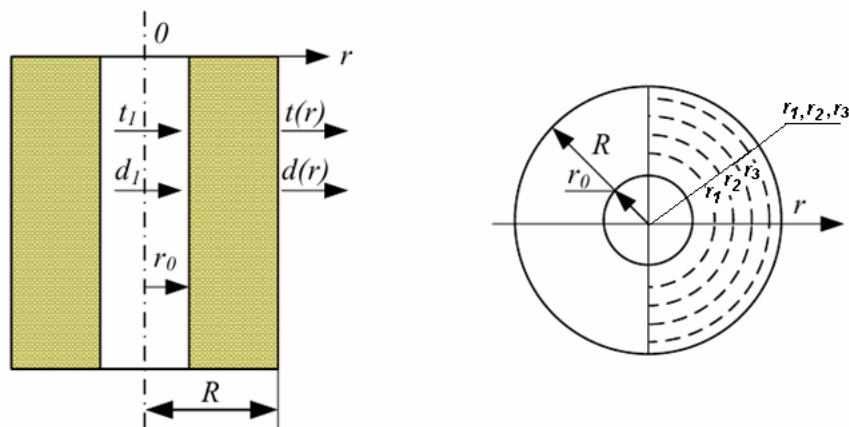


Рисунок 1 – Розрахункова схема процесу тепло і масообміну при охолодженні зерна (радіус внутрішнього циліндру r_0 , зовнішнього R ; товщина шару $\Delta = R - r_0$)

Для складання системи диференціальних рівнянь тепло і масообміну в шарі зерна (кільцевому) приймемо фізичну модель. Зерновий шар розглядається як дисперсний матеріал з порозністю ε і внутрішніми джерелами тепло і вологовиділення

(зумовлені диханням біоактивної рослинної сировини), які рівномірно розподілені в об'ємі шару.

Теплова потужність джерела самозігрівання залежить від поточних значень температури і вологості зерна і визначається за формулою [12]:

$$Q(\theta, u) = -113 + \exp(-0.38 + 0.3u + 0.07\theta), \quad (1)$$

де θ, u – температура і вологість зерна.

В процесі вентиляції між поверхнею зернин і повітрям відбувається обмін теплотою і масою; інтенсивність теплообміну визначається за законом Ньютона, а вологообміну за законом Дальтона [4]. Параметри повітря на вході в шар зерна сталі.

Задача моделювання: визначення температури зерна і повітря в будь який момент часу τ на відстані r від місця подачі повітря при наступних загально прийнятих припущеннях:

- теплофізичні характеристики зерна і повітря не залежать від температури та вологості і дорівнюють середнім значенням за процес;
- градієнт температури і вологовмісту в середні окремих зернин відсутній;
- перенесенням теплоти – теплопровідністю нехтуємо;
- усі види тепло і масообміну враховуються коефіцієнтами теплообміну α , і масообміну β ;
- враховуючи незначну зміну вологовмісту зерна за час охолодження, вважаємо, що тепловиділення зерном залежать тільки від його температури (лінійно).

Введемо позначення: c_p – питома теплоємність повітря, Дж/(кг·°C); c_{np} – питома теплоємність продукції (зерна), Дж/(кг·°C); m_{np} – маса зерна, кг; m_v – маса повітря, кг; G_v – витрати повітря, кг/с; θ_{np} – температура зерна, °C; t – температура повітря, °C; d_v – вологовміст повітря, г/кг_{ср}; α – коефіцієнт теплообміну зерна та повітря, Вт/(м²·°C); β_d – коефіцієнт масообміну зерна та повітря, кг/(м²·°C); f – площа поверхні зерна, м²; r – питома теплота конденсації (інеюутворення), Дж/кг; ε_i – порозність зерна.

Відповідно до фізичної моделі, прийнятих припущень та відсутності втрат в зовнішнє середовище, динаміка процесів тепло- і масообміну при охолодженні зерна в щільному нерухомому шарі описується наступною системою рівнянь в частинних похідних [6]:

$$\begin{cases} m_z c_z \frac{\partial \theta_z}{\partial \tau} = q_z(\theta_z) - \alpha f(\theta_z - t) - \beta_d f \varepsilon_i r (d_n''(\theta_z) - d_v), \\ m_v c_p \frac{\partial t}{\partial \tau} + G_v c_p \Delta \frac{\partial t}{\partial r} = \alpha f(\theta_z - t), \\ m_v \frac{\partial d_v}{\partial \tau} + G_v \Delta \frac{\partial d_v}{\partial r} = \beta_d f \varepsilon_i (d_n''(\theta_z) - d_v), \\ \frac{\partial m_z}{\partial \tau} = m_v \frac{\partial d_v}{\partial \tau} + G_v \Delta \frac{\partial d_v}{\partial r}, \end{cases} \quad (2)$$

де $d_n''(\theta_z) = a\theta_z + c$; $a = 0.333$; $c = 3.75$; $q_z(\theta_z) = a_1\theta_z + b_1$.

Рішення системи диференціальних рівнянь в частинних похідних пов'язано з відомими математичними труднощами, для подолання яких використовують різні методи чисельного аналізу.

Використовуючи поняття елементарного шару (температура і вологовміст продукту в елементарному шарі постійні по висоті і не залежать від їх положення в шарі) і замінюючи систему (2) чарунковою моделлю, можна визначити динамічні характеристики об'єкта з розподіленими параметрами, застосовуючи комп'ютерне середовище MatLAB/Simulink [6].

Для опису процесів в елементарному шарі представимо рівняння системи (2) у вигляді двох потрійних рівностей [10]:

$$c_p G_v(t_2 - t_1) = m_0 \left[\frac{d\theta}{d\tau} c + r \frac{du}{d\tau} + q(\theta) \right] = \alpha F \Delta T, \quad (3)$$

$$G_v(d_2 - d_1) = -m_0 \frac{du}{d\tau} = \beta_d f \varepsilon_i \Delta d. \quad (4)$$

У досліджуваному випадку, коли θ і u по висоті шару продукту постійні, формули для ΔT і Δd мають вид:

$$\Delta T = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\theta - t_1}{\theta - t_2}} \quad \text{та} \quad \Delta d = \frac{d_2 - d_1}{\ln \frac{d_n - d_1}{d_n - d_2}}. \quad (5)$$

Підставляючи значення ΔT і Δd в першу і третю частини рівностей (3) і (4), отримаємо:

$$c_p G_v(t_2 - t_1) = \alpha F \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\theta - t_1}{\theta - t_2}}, \quad (6)$$

$$G_v(d_2 - d_1) = \beta_d f \varepsilon_i \frac{d_2 - d_1}{\ln \frac{d_n - d_1}{d_n - d_2}}. \quad (7)$$

Для виключення невідомих величин t_2 і d_2 в рівняння (3) і (4) введемо коефіцієнти нагріву η_t (за аналогією з коефіцієнтом охолодження [6]) і зволоження повітря η_d :

$$\eta_t = \frac{t_2 - t_1}{\theta - t_1}, \quad \eta_d = \frac{d_2 - d_1}{d_n - d_1}. \quad (8)$$

Значення величин цих коефіцієнтів визначаємо розв'язком рівнянь (6) і (7):

$$\eta_t = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha f}{G_v c_p}\right), \quad \eta_d = 1 - \exp\left(-\frac{\beta_d f \varepsilon_i}{G_v}\right). \quad (9)$$

Рівняння балансу теплоти і маси для елементарного шару дисперсного матеріалу, що продувається повітрям при використанні коефіцієнтів η_t і η_d приймають вид:

$$G_v c_p \eta_t (t_1 - \theta) = m_z c_z \frac{d\theta_z}{d\tau} + m_z (a_1 \theta_z + c_1) + \beta_d f \varepsilon_i r (a_1 \theta_{np} + c_1 - d), \quad (10)$$

$$G_v \eta_d (a_1 \theta_{np} + c_1 - d) = m_v \frac{dd}{d\tau} \approx -\frac{dm_{np}}{d\tau}, \quad (11)$$

де $d = 0.5(d_1 + d_2)$.

Додаємо рівняння теплового балансу для повітря в такому вигляді:

$$V_v \frac{dt}{dr} = \alpha \sigma (\theta - t), \quad (12)$$

де σ – питома поверхня, $\sigma = \frac{F}{m}$.

Представимо кільцевий шар зерна чарунковою моделлю, що складається з елементарних шарів масою m_i і товщиною $\Delta = r_2 - r_1$ (рис. 2), процеси тепло- і масообміну в яких описуються рівняннями (10) і (12) і рівняннями зв'язку, отриманими із співвідношень (9):

$$t_2 = \eta_t (\theta - t_1) + t_1; \quad (13)$$

$$d_2 = \frac{1}{1 - 0.5\eta_d} (a_1 \theta + c - 0.5d_1) + d_1. \quad (14)$$

Відповідно до представленої схеми (рис. 2) і рівнянь елементарного шару запишемо математичну модель у вигляді системи рівнянь ($t_1 = \text{const}$):

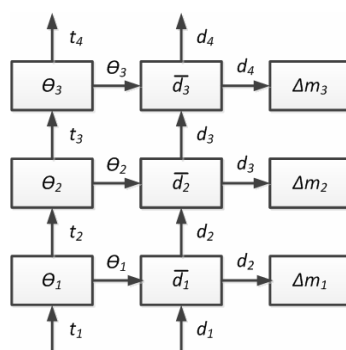


Рисунок – 2 Схема чарункової моделі вентилязованого кільцевого шару дисперсного матеріалу

$$\begin{aligned} \frac{d\theta_1}{d\tau} &= -A_1\theta_1 - P_1t_1 + B_1\bar{d}_1 - D_1; \\ \frac{d\theta_2}{d\tau} &= -A_2\theta_2 - P_2t_2 + B_2\bar{d}_2 - D_2; \\ t_2 &= t_1(1 - \eta_{t1}) + \eta_{t1}\theta_1; d_2 = d_1(1 - \eta_{d1}) + \\ &\quad + \eta_{d1}(a\theta_1 + c - \bar{d}_1); \bar{d}_2 = 0.5(d_1 + d_2); \\ \frac{d\theta_3}{d\tau} &= -A_3\theta_3 - P_3t_3 + B_3\bar{d}_3 - D_3; \\ t_3 &= t_2(1 - \eta_{t2}) + \eta_{t2}\theta_2; d_3 = d_2(1 - \eta_{d2}) + \\ &\quad + \eta_{d2}(a\theta_2 + c - \bar{d}_2); \bar{d}_3 = 0.5(d_2 + d_3); \\ &\dots \\ \frac{d\theta_n}{d\tau} &= -A_n\theta_n - P_nt_n + B_n\bar{d}_n - D_n; \\ t_n &= t_{n-1}(1 - \eta_{tn}) + \eta_{tn}\theta_{n-1}; d_n = d_{n-1}(1 - \eta_{dn}) + \\ &\quad + \eta_{dn}(a\theta_{n-1} + c - \bar{d}_{n-1}); \bar{d}_n = 0.5(d_n + d_{n-1}); \\ \frac{dm_{np1}}{d\tau} &= \eta_{d1}G(a\theta_1 + c - \bar{d}_1); \\ &\dots \\ \frac{dm_{npn}}{d\tau} &= \eta_{dn}G(a\theta_n + c - \bar{d}_n). \end{aligned} \quad (14)$$

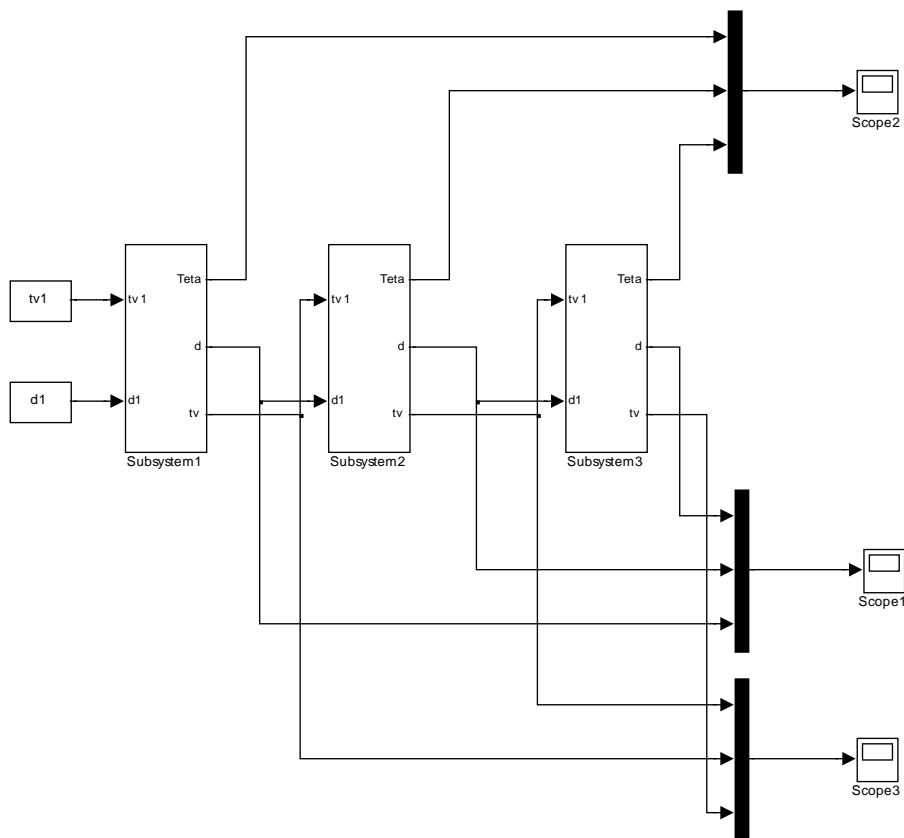
В рівняннях (14) позначено:

$$A_n = \frac{G_v c_p \eta_m + \beta f \epsilon_i r a}{m_{npn} c_{np}}; P_n = \frac{G_v c_p \eta_m}{m_{npn} c_{np}};$$

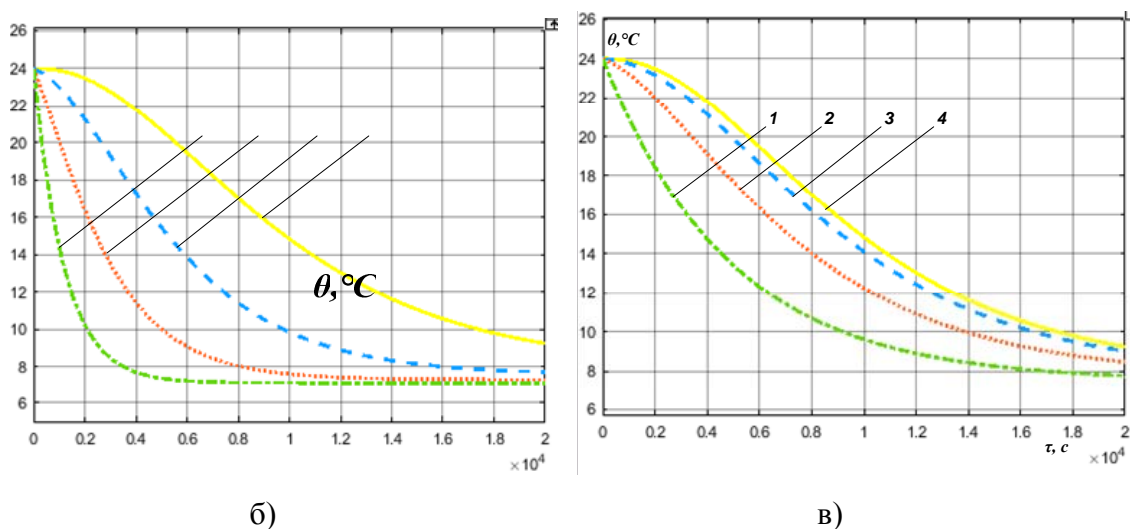
$$B_n = \frac{\beta f \epsilon_i r}{m_{npn} c_{np}}; D_n = \frac{c_1}{c_{np}} + \frac{\beta f \epsilon_i r}{m_{npn} c_{np}} c$$

На основі математичного опису (14) і схеми процесу розроблена імітаційна модель (пакет MATLAB/Simulink) у вигляді функціональних блоків (рис. 3, а) та отримано результати моделювання (рис. 3, б-г).

Аналіз графіків, що відображають (кінетику) динаміку охолодження зерна при радіальній подачі повітря в напрямку від центрального циліндра до зовнішньої поверхні (рис. 3.б) показує, що процес охолодження протікає із змінною величиною зони охолодження, що призводить до збільшення нерівномірності температури зерна за радіусом. При зворотньому напрямку подачі повітря: від зовнішньої поверхні до центрального каналу (рис. 3.в) зона охолодження зменшується, чим і досягається зменшення нерівномірності температури зерна вздовж радіуса. Таким чином подача зовнішнього повітря в бункер активного вентилявання шляхом відсмоктування із внутрішнього циліндра більш ефективна.



a)



а – імітаційна модель; б – зміна температури зерна при подачі повітря від центрального каналу до зовнішньої поверхні; в – зміна температури зерна при подачі повітря від зовнішньої поверхні до центрального каналу

Рисунок 3 – Імітаційна модель та результати моделювання в системі MATLAB /Simulink охолодження вологого зерна у вентилюємих бункерах з радіальним розподіленням повітря (1 – $\Gamma = \Gamma_0$, 2 – $\Gamma = 0.5R$, 3 – $\Gamma = R$)

Висновки:

1. Розроблений математичний опис і створена імітаційна модель процесу охолодження зерна у вентилюємому бункері з радіальним розподілом повітря дає можливість визначення динамічних режимів охолодження зерна, за умов різного напрямку подачі повітря в зернову масу.

2. При охолодженні зерна в бункері атмосферним повітрям (після сушарок) доцільно здійснювати подачу повітря від зовнішньої поверхні до центрального повітряного каналу.

τ, c

Список літератури

1. Гапонюк, О. І. Активне вентилювання та сушіння зерна [Текст] / О. І. Гапонюк, М. В. Остапчук, Г. М. Станкевич та інш. – Одеса: ВНВ. – 2014. – 328 с.
2. Вобликов, Е. М. Технологія зберігання зерна [Текст] / Е. М. Вобликов. – М.: Лань, 2003. – 448 с.
3. Верхованцева, В. О. Обґрунтування режимних параметрів охолодження зернової сировини у процесі зберігання [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.18.12 / Верхованцева В. О.; Вінниц. нац. аграр. ун-т. – Вінниця, 2016. – 22 с.
4. Грищенко, В. О. Математичне моделювання процесу охолодження насипу зерна як об'єкта з розподіленими параметрами [Текст] / В. О. Грищенко, О. Д. Курганський, Б. І. Котов // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія : Техніка та енергетика АПК. – 2017. – Вип. 261. – С. 156–163
5. Котов, Б. І. Аналітичне дослідження тепломасопереносу в товстому шарі матеріалу при двостадійному процесі сушіння зерна [Текст] / Б. І. Котов, Р. А. Калініченко // Науковий вісник НУБіП України. – 2011. – № 166. – Ч. 4. – С. 138–147.
6. Котов, Б. І. Математическое моделирование динамических режимов принудительного вентилирования плодов и овощей в плотном слое [Текст] / Б. И. Котов, В. А. Грищенко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – 2014. – Вип. 148. – С. 382–388.

7. Мартыненко, И. И. Автоматическое управление температурно-влажностными режимами сельскохозяйственных объектов [Текст] / И. И. Мартыненко, Н. Л. Гирнык. – М.: Колос, 1984 – 152 с.
8. Анискин, В.И. Теория и технология сушки и временной консервации зерна активным вентилированием [Текст] / В.И. Анискин, В.А. Рыбарук. – М.: Колос, 1972. – 200 с.
9. Бекмуратов, О. Тепло- и массоперенос в слое насадки [Текст] / О. Бекмуратов; Под ред. Л. Е. Рыбаковой // АН ТССР, Науч-произв. об-ние, "Солнце", Туркм. гос. ун-т им. А. М. Горького. – Ашхабад: Ылым, 1987. – 283 с.
10. Котов, Б. І. Динаміка охолодження зерна в аероґравітаційному шарі [Текст] / Б. І. Котов, О. О. Труханська, О. Д. Курганський // Техніка енергетики, транспорт АПК, 2017. – № 3(98). – С. 94–98.
11. Поплевин, О. П. Обоснование параметров холодильной машины для временной консервации влажных семян зерновых культур [Текст] : автореф. дисс. ... канд. техн. наук / О. П. Поплевин, М.: ВИМ, 1984. – 18 с.
12. Калініченко Р. А. Енергозберігаючі режими сушіння і активного вентилування зерна при зберіганні в умовах господарств: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.09.16 / Калініченко Роман Андрійович ; Національний аграрний ун-т. – К., 2005. – 19 с.

Boris Kotov, Prof., DSc.

State Agrarian and Engineering University in Podilya, Kamyanets-Podilsky, Ukraine

Volodymyr Hryshchenko, PhD tech. sci.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

Mathematical model of moist grain cooling in aerated bins with radial distribution of air

Taking into account the insufficient analytical study of the cooling process of grain in bunkers with radial ventilation, it is necessary to establish the regularities of changing the parameters of grain material and air during filtration of air through a circular layer in order to cool it.

In article are considered non-stationary process warmly - and mass exchange in a dense motionless layer of a grain material at ventilation by the cooled air in hoppers with radial distribution of air.

At the simplified assumptions of a physical picture the mathematical model of non-stationary process of cooling of grain is formulated and its decision and the analysis in computer medium MatLAB are presented.

grain, active ventilation bunker, cooled air, grain cooling, heat and mass transfer

Одержано 22.11.17

УДК 633. 521: 631. 172

А. С. Лімонт, доц., канд. техн. наук, С. С. Добранський, викл.

Житомирський агротехнічний коледж, м. Житомир, Україна

E-mail: lajla2412@ukr.net

Елементи ремонтпридатності і технологічної надійності льонозбиральних комбайнів

Узагальнені результати досліджень з визначення впливу тривалості усунення технологічних відмов льонозбиральних комбайнів, що спричинені зупинками агрегату на очищення робочих органів комбайна від рослинних решток і тривалості виконання щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів на продуктивність комбайнового агрегату. З'ясовано закон розподілу наробітку на технологічну відмову і тривалості їх усунення та вплив числа технологічних відмов комбайна за годину змінного часу на продуктивність комбайнового агрегату.

льон-довгунець, збирання, комбайн, використання, продуктивність, ремонтпридатність, технологічна надійність, відмова, наробіток

© А. С. Лімонт, С. С. Добранський, 2017

А. С. Лимонт, доц, канд. техн. наук, С. С. Добранский, препод.

Житомирский агротехнический колледж, г. Житомир, Украина

Элементы ремонтпригодности и технологической надежности льноуборочных комбайнов

Обобщены результаты исследований по определению влияния продолжительности устранения технологических отказов льноуборочных комбайнов, вызванных остановками агрегата на очистку рабочих органов от растительных остатков, и продолжительности выполнения ежесменного технологического обслуживания льноуборочных комбайнов на производительность комбайнового агрегата. Определены закон распределения наработки на технологический отказ и продолжительности их устранения, а также влияние числа технологических отказов комбайна в час сменного времени на производительность комбайнового агрегата.

лен-долгунец, уборка, комбайн, использование, производительность, ремонтпригодность, технологическая надежность, отказ, наработка

Постановка проблеми. В найближчий період в Україні найбільш перспективними вважають комбайнове і роздільне збирання льону-довгунця та організацію виконання збиральних робіт за комбінованою технологією, що є поєднанням роздільного і комбайнового збирання. Ефективність комбайнового збирання забезпечується високопродуктивним використанням льонозбиральних комбайнових агрегатів (ЛЗКА) і зокрема льонозбиральних комбайнів (ЛЗК). Дослідженням робочих органів і складових елементів ЛЗК, вивченням швидкості їх руху і з'ясуванням експлуатаційно-регульовальних та енергетичних параметрів і режимів використання, організацією роботи в загінці і робочого дня екіпажу ЛЗКА займалися І. В. Баранов, М. Н. Биков, В. М. Булгаков, М. А. Бутко, Г. П. Водяницький, Л. П. Волков, А. Ю. Горбовий, Л. Ю. Гурвіч, Д. П. Доманчук, О. Я. Дюртєєва, І. В. Єршов, В. М. Климчук, М. М. Ковальов, В. І. Кравчук, Ю. Ф. Лачуга, М. Н. Летошнєв, А. С. Маят, О. О. Налобіна, А. С. Петряшев, В. Н. Рябцев, О. В. Сидорчук, Ю. А. Ситніков, Н. А. Смірнов, Л. А. Сулима, Г. А. Хайліс, В. О. Шейченко, М. Н. Шрейдер та ін. Проте в проблемі механізованого збирання льону-довгунця за допомогою ЛЗК поки що залишилася ще нез'ясованою низка питань. Про деякі з них і йтиметься в цьому повідомленні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Високопродуктивне використання збиральної техніки можливе за відповідної її надійності. С. А. Демко [1], вивчаючи надійність зернозбиральних комбайнів Дон-1500, з'ясував, що наробіток між відмовами, кількість відмов, час простоїв за відмов і трудомісткість усунення відмов задовільно описуються розподілом Вейбулла. Дослідження використання картоплезбиральних комбайнів [2] показали, що наробіток на відмову і час усунення відмов можуть бути описані законами розподілу Вейбулла, нормальним і логнормальним. Причинами відмов були механічний знос, руйнування від втоми, аварійні поломки і деформації деталей, порушення регулювань та забивання робочих органів і систем. Вивчення надійності кормозбиральних комбайнів показало [3], що потік відмов цих машин може бути описаний законом Пуассона з параметром 0,109 1/год на одну машину, а розподіл часу відновлення працездатності доречно подати експоненціальним розподілом. Що стосується ЛЗК, то подібної інформації в літературних джерелах не зустрічалося.

Крім перерахованих показників одну із властивостей надійності машин визначає їх ремонтпридатність, яку, крім іншого, оцінюють затратами часу на технічне обслуговування машин взагалі та тривалістю щозмінного технічного обслуговування (ЩТО) зокрема [4]. Виконання технічного обслуговування має забезпечити надійність [5] і працездатність машин, одним із показників призначення яких є їх продуктивність [6].

Опрацювання інформації, що наведена в [7,8], з урахуванням складових підготовчо-заключного часу на виконання ЩТО ЛЗКА може бути використано лише 6 хв. За даними [8] затрати часу на ЩТО ЛЗК ЛКВ-4Т становлять 17 хв. За відповідними перерахунками з використанням інформації, що наведена в [9], затрати часу на виконання ЩТО ЛЗК ЛКВ-4Т, ЛК-4М і ЛК-4Т дорівнюють 27 хв, а за даними [10, 11] – 30 хв і за перерахунками даних книги [8] – 38 хв. В найбільш сучасному виданні [12] вказано, що щозмінний оперативний час технічного обслуговування ЛЗК має бути не більше 0,4 год (24хв).

З наведеного огляду літературних джерел щодо затрат часу на виконання (тривалості виконання) ЩТО ЛЗК впливає, що остаточно це питання поки що ще не з'ясоване. Крім того, в Україні опрацьовані нові засоби механізації для реалізації комбайнового збирання льону-довгунця і прогнозування затрат часу на їх ЩТО має відповідальне значення в забезпеченні працездатності машин. Крім тривалості ЩТО машин час, що затрачають на його виконання, оцінюють і іншими та насамперед відносними показниками.

Один із таких показників визначають за формулою:

$$k_{\text{ЩТО}} = T_{\text{ЩТО}} / T_{\text{зм}}, \quad (1)$$

де $T_{\text{ЩТО}}$ – тривалість ЩТО, год;

$T_{\text{зм}}$ – тривалість зміни, год.

Відношення, що визначають за формулою (1), Х. Г. Барам [13] у відсотковому поданні називає питомою вагою тривалості ЩТО, як складового елемента часу зміни. С. А. Іофінов [14] відношення $k_{\text{ЩТО}}$ називає коефіцієнтом позациклових затрат часу на виконання ЩТО, а В. Й. Фортуна [15] і Н. М. Шаров [16] – частковим коефіцієнтом використання часу зміни (ЧКВЧЗ), що враховує затрати часу на виконання ЩТО.

Б. С. Свірщевський [17] ЧКВЧЗ, що враховує зупинки агрегату для проведення технічного обслуговування в борозні, називає відношення

$$\tau_{\text{ЩТО}} = (T_{\text{зм}} - T_{\text{ЩТО}}) / T_{\text{зм}}. \quad (2)$$

За наведеною вище залежністю рекомендують визначати частковий коефіцієнт використання часу зміни, що враховує його втрати на виконання ЩТО, М. К. Діденко [18] і авторський колектив на чолі з Ю. В. Будько [19] та ін.

Ю. К. Кіртбая у своїх працях [20, 21], вважаючи, що тривалість виконання ЩТО впродовж зміни пов'язана з чистим (основним) робочим часом і пропорційна останньому, ЧКВЧЗ, який враховує виконання ЩТО, пропонує визначати за залежністю:

$$\tau'_{\text{ЩТО}} = T_p / (T_p + T_{\text{ЩТО}}), \quad (3)$$

де T_p – чистий робочий час агрегату (тривалість основної роботи) впродовж зміни, год.

За залежністю (3) рекомендують визначати частковий коефіцієнт використання часу зміни і автори книги [22]. Коефіцієнт $\tau'_{\text{ЩТО}}$ Ю. К. Кіртбая [21] називає ще коефіцієнтом часу технічного обслуговування, а автори книги [22] – частковим коефіцієнтом тривалості технічного обслуговування. С. М. Хробостов [23] вважає, що затрати часу на технічне обслуговування агрегату пропорційні чистому робочому часу. Крім перерахованих коефіцієнтів до показників оцінювання технічного обслуговування відносять і рівень його виконання [5].

Надійність технологічних процесів машин в аграрному виробництві переважно оцінюють коефіцієнтом надійності технологічного процесу (коефіцієнтом технологічної надійності процесу) $k_{\text{тн}}$. Цей коефіцієнт рекомендовано [21, 22, 24] визначати за формулою:

$$k_{\text{тн}} = T_p / (T_p + T_{\text{тв}}), \quad (4)$$

де $T_{\text{тв}}$ – час, який затрачують на усунення технологічних відмов, що викликані порушенням робочого процесу машин і пов'язаних з очищенням робочих органів, год.

Час, що пов'язаний із зупинками агрегату із-за очищення робочих органів, характеризують відповідним ЧКВЧЗ [17]. В. Й. Фортуна [15] і М. М. Шаров [16] рекомендують визначати частковий коефіцієнт за формулою:

$$\tau_{\text{тв}} = T_{\text{тв}} / T_{\text{зм}}. \quad (5)$$

С. А. Іофінов [14] та М. Е. Фере [8] пропонують визначати цей коефіцієнт за формулою:

$$\tau_{\text{тв}} = T_{\text{тв}} / T_p. \quad (6)$$

Х. Г. Барам [13], Г. В. Веденяпін [20], Ю. К. Кіртбая [21] і Л. В. Погорілий [24] для визначення коефіцієнта пропонують формулу:

$$\tau_{\text{тв}} = T_p / (T_p + T_{\text{тв}}). \quad (7)$$

Ю. К. Кіртбая [21] за залежністю (7) рекомендував визначати $\tau_{\text{тв}}$ у випадках, якщо елемент часу $T_{\text{тв}}$ пропорційний часу чистої роботи T_p агрегату.

Б. О. Лінтварьов [25] і Б. С. Свірщевський [17], М. К. Діденко [18] та Ю. В. Будько [19] рекомендують визначати коефіцієнт за залежністю:

$$\tau_{\text{тв}} = (T_{\text{зм}} - T_{\text{тв}}) / T_{\text{зм}}. \quad (8)$$

За залежністю (8) пропонував визначати частковий коефіцієнти використання часу і Ю. К. Кіртбая [21], але у випадках, якщо досліджуваний елемент часу незалежний від часу чистої роботи. Пізніше Ю. К. Кіртбая [20] коефіцієнт, про який йде мова, називав коефіцієнтом часу технологічного процесу.

В дослідженні коефіцієнти, що їх визначають за формулами (1) і (5), прийнято називати відповідно часткою тривалості ЩТО ЛЗК з позначенням $k_{\text{ЩТО}}$ і часткою тривалості усунення технологічних відмов $k_{\text{тв}}$ в структурі часу зміни роботи ЛЗКА (%).

Постановка завдання. Мета дослідження полягала в підвищенні ефективності використання льонозбиральних комбайнів, яку оцінювали продуктивністю машинно-тракторних агрегатів у складі з цими машинами. Завдання дослідження: 1) з'ясувати взаємозв'язок між тривалістю чистого (основного) часу зміни і тривалістю ЩТО, тривалістю усунення технологічних відмов впродовж зміни і основним часом роботи ЛЗКА та тривалістю усунення одиничної технологічної відмови і наробітком на таку відмову; 2) виявити закони розподілу наробітку на технологічну відмову і тривалості їх усунення та вплив числа відмов за годину змінного часу на продуктивність ЛЗКА; 3) вивчити розподіли продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу; 4) охарактеризувати розподіли тривалості усунення технологічних відмов ЛЗК впродовж зміни, частки цієї тривалості в структурі часу зміни, часткового коефіцієнта простоїв ЛЗКА через усунення технологічних відмов ЛЗК і коефіцієнта надійності технологічного процесу ЛЗК; 5) проаналізувати розподіли тривалості виконання ЩТО ЛЗК, частки цієї тривалості в структурі часу зміни роботи ЛЗКА, ЧКВЧЗ на виконання ЩТО ЛЗК з урахуванням тривалості зміни і її основного часу та рівня виконання ЩТО ЛЗК; 6)

оцінити кореляційний зв'язок між продуктивністю ЛЗКА і факторами технологічної надійності та оцінними показниками тривалості виконання ЩТО ЛЗК; 7) дослідити кількісну зміну продуктивності ЛЗКА залежно від факторів технологічної надійності та оцінних показників тривалості виконання ЩТО ЛЗК.

В дослідженні на різних етапах його здійснення були визначені результативні і факторіальні ознаки. На першому етапі, на якому за першим пунктом завдання дослідження передбачалося з'ясувати взаємозв'язок між відповідними складовими балансу часу зміни ЛЗКА та деякими з оцінних показників технологічної надійності ЛЗК, одні і ті ж досліджувані ознаки в одному випадку розглядали як результативні, а в іншому як факторіальні. На подальших етапах за результативну ознаку прийнята продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу, а в якості факторіальних – визначені чотири фактори технологічної надійності і п'ять – тривалості виконання ЩТО ЛЗК. Переважна більшість питань, що передбачені для розв'язання завданням дослідження, вже вивчалася [26–37]. В цій же статті йтиме мова про узагальнення раніше проведених досліджень та здійснених публікацій.

Виклад основного матеріалу. Об'єкт дослідження – використання льонозбиральних комбайнових агрегатів у складі тракторів класу 1,4 і льонозбиральних комбайнів ЛК-4Т при збиранні виробничих посівів льону-довгунця в реальних умовах великотоварних сільськогосподарських підприємств і державної підтримки льонозбиральників. Дослідження здійснені з оцінюванням технологічних відмов комбайнів і тривалості виконання їх ЩТО та продуктивності ЛЗКА. Технологічні відмови комбайнів викликаються забиванням рослинами бральних секцій, поперечного транспортера, входу і виходу затискного конвеєра та транспортера вороху. Вибрані стебла можуть затримуватися і нагромаджуватися на розстиляльному щиту, порушуючи утворення стрічки розстелюваної соломи. Рослинні рештки напресовуються на зуби гребенів очісувального барабана, а стебла намотуються на гребені, спричиняючи порушення очісування коробочок і їх транспортування лопатями та викликаючи підвищену витрату потужності на технологічний процес. Означене спричинює підвищений відхід стебел в плутанину, що, крім іншого, викликає збільшений їх вміст у воросі та супроводжується нераціональною витратою електроенергії і теплоти при його сушінні та переробці.

Намотування рослинних решток та їх налипання на складові елементи очісувального барабана спричинювало зупинку двигуна трактора від перевантаження і були причиною розриву ланцюга привода барабана. У першому випадку затрати часу на усунення відмови становили 1 год і 2 хв, а в другому – 1 год і 10 хв. Забивання поперечного транспортера призводило до розриву ланки ланцюга і на усунення такої відмови виконавець затратував 43 хв, в т. ч. власне на заміну ланки – 12 хв. Спостерігалася і відмова, що викликана попаданням в очісувальний апарат і намотуванням на гребені барабана дроту діаметром 6 мм. Таке призвело до зміщення корпусів підшипників вала барабана, зрізу відповідного шплінта та деформування деяких деталей. Знімали щиток і кожух, що утворюють верхню частину робочої камери очісувального барабана, та рихтували їх і розбирали підшипниковий вузол. Було затрачено 1 год і 35 хв.

Для уникнення забивань робочих органів при використанні ЛЗК зупиняють машинно-тракторний агрегат і очищають робочі органи від відповідних технологічних матеріалів та рослинних решток. Зупинки агрегату характеризують час настання технологічної відмови, а тривалість очищення робочих органів – визначає час усунення технологічної відмови.

Джерелом отримання вихідних даних для визначення факторіальних і результативних ознак були листи хронометражних спостережень за використанням ЛЗКА та фотографії робочого дня обслуговуючого агрегат персоналу. Листи хронометражних спостережень опрацьовували з використанням відповідних методик, а обробка зібраного і опрацьованого статистичного матеріалу здійснена за допомогою методів математичної статистики та стандартних комп'ютерних програм.

Частку тривалості усунення технологічних відмов ЛЗК в структурі часу зміни ЛЗКА визначали у відсотках за формулою (5). Розрахунок ЧКВЧЗ, що враховував простої ЛЗКА через усунення технологічних відмов ЛЗК вели за залежністю (8), а визначення коефіцієнта надійності технологічного процесу здійснювали з використанням формули (4). Частку тривалості виконання ЩТО ЛЗК в структурі часу зміни ЛЗКА визначали у відсотках за формулою (1). ЧКВЧЗ, що враховували простої ЛЗКА через виконання ЩТО ЛЗК, вели за формулами (2) і (3). За формулою (2) розраховували ЧКВЧЗ з урахуванням тривалості зміни, а за формулою (3) – тривалості основного часу зміни. Рівень виконання ЩТО ЛЗК $P_{\text{ЩТО}}$ визначали з урахуванням напрацювань [5], за якими стосовно наших досліджень:

$$P_{\text{ЩТО}} = T_{\text{ЩТО}} / T_{\text{н.ЩТО}}, \quad (9)$$

де $T_{\text{ЩТО}}$ і $T_{\text{н.ЩТО}}$, – відповідно фактична і нормативна тривалість ЩТО ЛЗК, хв.

Фактичну тривалість ЩТО визначали на підставі хронометражних спостережень за використанням ЛЗКА в реальних умовах збирання льону-довгунця. Що стосується нормативної тривалості ЩТО ЛЗК, то її з урахуванням відомостей [10, 12] та інших джерел прийняли такою, що становить 30 хв.

Результати дослідження. Використовуючи результати обробки листів хронометражних спостережень за використанням ЛЗКА з'ясували зв'язок між T_p і $T_{\text{ЩТО}}$, який оцінювався додатним коефіцієнтом кореляції 0,098. Визначено, що модельне рівняння регресії тривалості основного часу зміни ЛЗКА T_p (хв) на тривалість ЩТО $T_{\text{ЩТО}}$ (хв) комбайна має вигляд:

$$T_p = 208,9 + 0,215T_{\text{ЩТО}}, \quad (10)$$

а тривалості ЩТО $T_{\text{ЩТО}}$ на тривалість основного часу зміни ЛЗКА T_p :

$$T_{\text{ЩТО}} = 6,01 + 0,0447T_p. \quad (11)$$

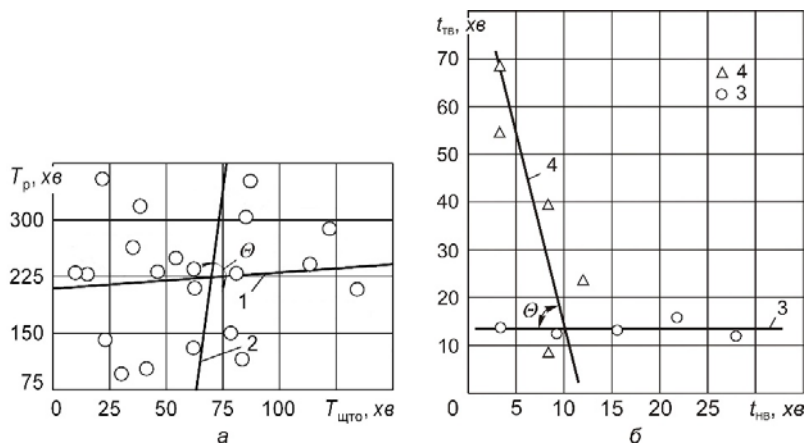
За значеннями коефіцієнтів регресії рівнянь (10) і (11) перепроверимо розрахунок коефіцієнта кореляції між T_p і $T_{\text{ЩТО}}$, що здійснений на кореляційній моделі. Матимемо

$$r = \sqrt{0,215 \cdot 0,0447} = 0,098.$$

З використанням коефіцієнтів регресії рівнянь (10) і (11) знайдено [38, 39], що кут між лініями регресії, які графічно описують аналізовані рівняння, становить $\theta = 75^\circ 15'$. Якщо б $\theta = 90^\circ$, то це означало б, що T_p і $T_{\text{ЩТО}}$ незалежні і лінії регресії були б паралельні координатним осям [38, 39]. На рис. 1,а наведені модельні лінії регресії T_p на $T_{\text{ЩТО}}$ і $T_{\text{ЩТО}}$ на T_p .

За значеннями кута θ і коефіцієнта кореляції зв'язок між T_p і $T_{\text{ЩТО}}$ надто слабкий. Істотність цього зв'язку визначили обчисленням t -критерію Стюдента, спостережуване значення якого становило $t_p = 0,43$. З таблиці квантилів розподілу Стюдента за числа ступенів вільності 19 на рівні значущості 0,05 критичний критерій Стюдента $t_{\text{кр}} = 2,09$ [38]. Оскільки спостережуваний (розрахунковий) t -критерій значно

менший критичного, то кореляційний зв'язок між досліджуваними ознаками неістотний [38]. З урахуванням цього слід визнати, що змінні T_p і $T_{\text{ЩТО}}$ – незалежні випадкові величини, а тому розрахунок ЧКВЧЗ, що пов'язаний з виконанням ЩТО ЛЗК, методично коректніше вести з урахуванням зауважень Ю. К. Кіртбая [21] і Б. С. Свірщевського [17] за формулою (2).



1 – модельна лінія регресії тривалості основного часу зміни T_p на тривалість ЩТО $T_{\text{ЩТО}}$ і 2 – модельна лінія регресії $T_{\text{ЩТО}}$ на T_p ; 3 – модельна лінія регресії тривалості усунення технологічної відмови $t_{\text{ТВ}}$ на наробіток на технологічну відмову $t_{\text{НВ}}$; 4 – модельна лінія регресії $t_{\text{НВ}}$ на $t_{\text{ТВ}}$

Рисунок 1 – Взаємозв'язок між тривалістю основного часу зміни T_p і тривалістю щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів $T_{\text{ЩТО}}$ (а) та між тривалістю усунення технологічних відмов $t_{\text{ТВ}}$ і тривалістю наробітку на технологічну відмову $t_{\text{НВ}}$ (б)

Між тривалістю усунення технологічних відмов впродовж зміни і основним часом роботи ЛЗКА визначений досить слабкий від'ємний кореляційний зв'язок з коефіцієнтом кореляції мінус 0,087. Перевірка гіпотези щодо значущості визначеного вибіркового коефіцієнта кореляції з використанням розподілу Стюдента показала, що розрахунковий t -критерій $t_p = -0,44$. За числа ступенів вільності 25 на рівні значущості 0,05 критичний t -критерій $t_{\text{кр}} = 2,06$ [38]. Оскільки $0,44 < 2,06$, то вибіровий коефіцієнт кореляції слід визнати незначущим і вважати, що зв'язок між досліджуваними ознаками існує, підстав немає. Це свідчить про правомірність розрахунків ЧКВЧЗ $\tau_{\text{ТВ}}$, що пов'язаний із зупинками ЛЗКА на очищення робочих органів комбайна, за формулою (8).

Модельне рівняння регресії одиначної тривалості усунення технологічних відмов $t_{\text{ТВ}}$ (хв) на тривалість наробітку на технологічну відмову $t_{\text{НВ}}$ (хв) за результатами опрацювання експериментальних даних має вигляд:

$$t_{\text{ТВ}} = 13,25 - 0,0055 t_{\text{НВ}}, \quad (12)$$

а тривалості наробітку на технологічну відмову $t_{\text{НВ}}$ (хв) на тривалість усунення технологічних відмов $t_{\text{ТВ}}$ (хв):

$$t_{\text{НВ}} = 11,78 - 0,1391 t_{\text{ТВ}}. \quad (13)$$

За значеннями коефіцієнтів регресії рівнянь (12) і (13) коефіцієнт кореляції між $t_{\text{ТВ}}$ і $t_{\text{НВ}}$ та між $t_{\text{НВ}}$ і $t_{\text{ТВ}}$ матиме від'ємне значення і дорівнює мінус 0,028.

Оскільки коефіцієнт регресії рівняння (13) більш, ніж у 25 разів перевищує значення коефіцієнта регресії рівняння (12), то це свідчить про відсутність прямолінійної функціональної залежності між $t_{\text{ТВ}}$ і $t_{\text{НВ}}$ [38].

З використанням визначених коефіцієнтів регресії рівнянь (12) і (13) знайдемо кут між лініями регресії, які графічно описують аналізовані рівняння. Маємо [38, 39]:

$$\operatorname{tg} \theta = \operatorname{tg}[\pi - (\alpha + \beta)], \quad (14)$$

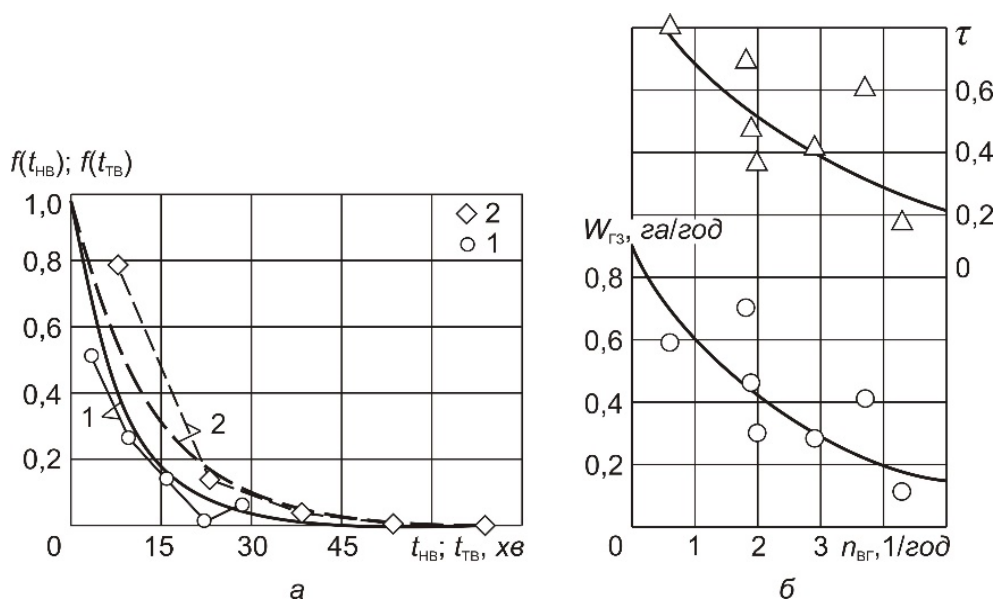
де θ – кут між лініями регресії, град;

α – кут нахилу до осі $t_{\text{НВ}}$ лінії регресії $t_{\text{ТВ}}$ на $t_{\text{НВ}}$;

β – кут нахилу до осі $t_{\text{ТВ}}$ лінії регресії $t_{\text{НВ}}$ на $t_{\text{ТВ}}$.

Оскільки $\operatorname{tg} \alpha = 0,0055$, а $\operatorname{tg} \beta = 0,1391$, то $\theta = 81^{\circ}40'$. Якщо $\theta = 90^{\circ}$, то $t_{\text{ТВ}}$ і $t_{\text{НВ}}$ незалежні і лінії регресії паралельні координатним осям [38, 39]. При $\theta = 0^{\circ}$ лінії регресії «зливаються» в одну лінію, що означало б наявність лінійної функціональної залежності між $t_{\text{НВ}}$ і $t_{\text{ТВ}}$. У графічній інтерпретації висловлене вказано на рис. 1, б, де наведені графіки модельних ліній регресії $t_{\text{ТВ}}$ на $t_{\text{НВ}}$ і $t_{\text{НВ}}$ на $t_{\text{ТВ}}$. За значеннями кута θ між лініями регресії 3 і 4 та коефіцієнта кореляції між $t_{\text{ТВ}}$ і $t_{\text{НВ}}$ доходимо висновку про надто слабкий зв'язок між досліджуваними ознаками. За t -критерієм Стюдента кореляційний зв'язок між $t_{\text{ТВ}}$ і $t_{\text{НВ}}$ неістотний. Отже, можна стверджувати, що збільшення тривалості роботи ЛЗКА для чергової зупинки для очищення робочих органів комбайна від технологічних матеріалів не супроводжується істотною зміною затрат часу на саме очищення. У свою чергу збільшення тривалості очищення робочих органів не викликає збільшення часу беззупинкової роботи ЛЗКА.

Емпіричні частоти наробітку ЛЗКА на технологічну відмову ЛЗК та тривалості усунення технологічних відмов наведені на рис. 2, а, а в табл. 1 наведені основні статистичні показники цих розподілів.



1 – наробіток на технологічну відмову $t_{\text{НВ}}$; 2 – тривалість усунення технологічних відмов $t_{\text{ТВ}}$

Рисунок 2 – Емпіричні (а) частоти (ломані лінії) та криві (плавні лінії) функції щільності ймовірності експоненціального розподілу наробітку на технологічну відмову $t_{\text{НВ}}$ (1) і тривалості усунення відмови $t_{\text{ТВ}}$ (2) та вплив (б) числа технологічних відмов ЛЗК за годину змінного часу $n_{\text{БГ}}$ на коефіцієнт використання часу зміни τ і продуктивність за годину змінного часу $W_{\text{ГЗ}}$ ЛЗКА

З рис. 2, а і табл. 1 видно, що емпіричний розподіл наробітку на технологічну відмову за розмахом варіювання (0,3 – 31,7 хв) зосереджений у більш вузьких межах, ніж розподіл тривалості усунення відмов (0,2 – 76,6 хв).

Таблиця 1 – Основні статистичні показники досліджуваних розподілів

Розподіл	Розмах варіювання	Середнє арифметичне значення	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %	Показник міри		Відношення показника міри до своєї помилки для	
					асиметрії	експесу	асиметрії	експесу
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тривалість зміни $T_{зм}$, год	1,73...11,07	7,14	2,20	30,8	-0,58	-0,58	1,36	0,68
Тривалість основного часу (чистий робочий час) ЛЗКА T_p , хв	96...354	220	69	31,4	-0,084	1,101	0,16	0,94
Продуктивність $W_{гз}$ за годину змінного часу ЛЗКА $W_{гз}$, га/год	<u>0,11...0,75</u> 0,11...0,70	<u>0,47</u> 0,46	<u>0,14</u> 0,13	<u>29,8</u> 28,3	<u>-0,35</u> -0,54	<u>-0,21</u> -0,25	<u>0,74</u> 0,95	<u>0,22</u> 0,23
Тривалість усунення технологічних відмов впродовж зміни $T_{тв}$, хв	0...404	109	93	85,3	1,61	1,83	3,42	1,94
Частка тривалості усунення технологічних відмов в структурі часу зміни ЛЗКА $k_{тв}$, %	0,8...70,2	22,6	16,9	74,8	1,10	0,25	2,33	0,26
ЧКВЧЗ, що враховує простої ЛЗКА через усунення технологічних відмов $\tau_{тв}$	0,26...1,0	0,77	0,17	22,1	-0,84	-3,05	1,78	3,24
Коефіцієнт надійності технологічного процесу $k_{тн}$	0,16...1,0	0,69	0,19	27,5	-0,37	-0,51	0,78	0,54
Наробіток на технологічну відмову $t_{нв}$, хв	0,3...31,7	8,7	7,05	81,0	1,44	1,45	6,64	3,35
Тривалість усунення технологічної відмови $t_{тв}$, хв	0,2...76,6	13,0	12,12	93,2	2,99	9,52	13,81	21,99
Тривалість виконання ЩТО ЛЗК $T_{щто}$, хв	9...133	63	33	52,4	0,38	-0,88	0,71	0,82
Частка тривалості виконання ЩТО ЛЗК в структурі часу зміни ЛЗКА $k_{щто}$, %	1,9...40,3	16,0	10,7	66,9	+0,56	-1,04	1,05	0,97
ЧКВЧЗ, що враховує простої ЛЗКА через виконання ЩТО ЛЗК з урахуванням $T_{змщто}$	0,59...0,98	0,83	0,11	13,2	-0,58	-0,96	1,09	0,90
ЧКВЧЗ, що враховує простої ЛЗКА через виконання ЩТО ЛЗК з урахуванням $T_p\tau'_{щто}$	0,57...0,96	0,77	0,10	13,0	+0,023	-1,04	0,043	0,97
Рівень виконання ЩТО $P_{щто}$	0,31...4,45	2,10	1,1	52,4	+0,23	-0,92	0,43	0,86
*) В чисельнику – характеристика розподілу $W_{гз}$, середні арифметичні значення якого використані для аналізу технологічної надійності ЛЗК, а в знаменнику – для аналізу тривалості виконання їх ЩТО.								

Відповідно середнє арифметичне значення та середнє квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації першого розподілу (8,7 та 7,05 хв і 81,0%) менші у порівнянні з такими ж показниками другого розподілу (13,0 та 12,12 хв і 93,2%). За розміщенням довгих віток кривих розподілу простежується, що розподіл тривалості усунення відмов у більшій мірі зрушений праворуч у порівнянні з розподілом наробітку на відмову, тобто розподіл $t_{тв}$ має більш виражену правосторонню асиметрію, що оцінюється показником асиметрії 2,99, у порівнянні з розподілом $t_{нв}$, для якого показник асиметрії становив 1,44. Більш виражений додатний експес з показником 9,52 властивий

розподілу $t_{\text{ТВ}}$ у порівнянні з розподілом $t_{\text{НВ}}$, що мав додатний ексцес з показником майже 1,45. Досліджувані розподіли успішніше всього можуть бути описані експоненціальним законом. Щодо чисельного значення коефіцієнта варіації, який властивий експоненціальному закону розподілу, то за [40] межа зміни чисельного значення коефіцієнта варіації коливається від 0,60 до 1,30 за середнього значення 0,92. Це ще раз свідчить про можливість і доцільність описати досліджувані розподіли експоненціальним законом. Експоненціальний розподіл однопараметричний, в якого математичне очікування і середнє квадратичне відхилення однакові, а параметр розподілу дорівнює оберненій величині середнього арифметичного значення. Для кожного з досліджуваних розподілів середні арифметичні значення і середні квадратичні відхилення практично однакові (рівні між собою): 8,7 і 7,05 хв для розподілу наробітку на технологічну відмову та 13,0 і 12,12 хв для розподілу тривалості усунення технологічних відмов.

Перевірку гіпотези щодо підпорядкованості емпіричних розподілів наробітку на технологічну відмову і тривалості їх усунення експоненціальному закону здійснили з використанням χ^2 -критерію Пірсона. За розрахунками розрахункові (спостережувані) χ^2 -критерії щодо емпіричних розподілів наробітку на технологічну відмову і тривалості їх усунення дорівнюють відповідно 14,99 і 13,00. За таблицями квантилів χ^2 -розподілу по числу ступенів вільності 3 на ймовірностях 0,95, 0,99 і 0,999 критичні значення χ^2 -критерію дорівнюють відповідно 7,8; 11,3 і 16,3 [40]. Оскільки умова не перевищення розрахункового критерію над критичним забезпечується на ймовірності 0,999, то з вказаною ймовірністю відмінності між досліджуваними емпіричними розподілами і апроксимуючими експоненціальними можна вважати не істотними.

З урахуванням середнього арифметичного значення досліджуваних розподілів диференціальні функції розподілу ймовірностей по експоненціальному закону мають вигляд для:

– розподілу наробітку на технологічну відмову –

$$f(t_{\text{НВ}}) = \exp(-0,115 t_{\text{НВ}}); \quad (15)$$

– розподілу тривалості усунення технологічних відмов –

$$f(t_{\text{ТВ}}) = \exp(-0,077 t_{\text{ТВ}}), \quad (16)$$

де $f(t_{\text{НВ}})$ і $f(t_{\text{ТВ}})$ – щільність ймовірності розподілу відповідно наробітку на технологічну відмову і тривалості усунення технологічної відмови;

$t_{\text{НВ}}$ і $t_{\text{ТВ}}$ – відповідно наробіток на технологічну відмову і тривалість усунення технологічної відмови, хв;

0,115 і 0,077 – параметри експоненціального закону розподілу відповідно наробітку на технологічну відмову і тривалості усунення технологічної відмови, 1/хв;

$$0,115 = 1/\bar{t}_{\text{НВ}} = 1/8,7 \text{ і } 0,077 = 1/\bar{t}_{\text{ТВ}} = 1/13,0,$$

де $\bar{t}_{\text{НВ}}$ і $\bar{t}_{\text{ТВ}}$ – середнє арифметичне значення емпіричного розподілу відповідно наробітку на технологічну відмову і тривалості усунення технологічної відмови, хв.

На рис. 2,а плавними лініями показані експоненти, що побудовані за рівняннями (15) і (16). Число технологічних відмов впродовж години змінного часу роботи спостережуваних машин коливалося від 0,6 до 4,49, а впродовж робочого дня – від 1 до 39 відмов. Результати пасивного експерименту щодо з'ясування зв'язку показників інтенсивності використання ЛЗКА і технологічної надійності ЛЗК наведені на рис. 2,б. Із збільшенням числа технологічних відмов коефіцієнт використання часу зміни і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу мають тенденцію до зменшення.

Для з'ясування характеру цього зменшення здійснено вирівнювання експериментальних даних за рівняннями прямих з від'ємним кутовим коефіцієнтом та спадаючими гіперболічними, степеневими і експоненціальними функціями. Міру наближення експериментальних даних до вирівняних за відповідною апроксимуючою функцією оцінювали за допомогою R^2 -коефіцієнтів. Дослідження і розрахунки показали, що найкраще наближення експериментальних даних до їх вирівняних значень забезпечувала апроксимація одержаних в результаті спостережень показників рівняннями експоненціальних функцій.

Кількісну зміну досліджуваних результативних ознак виробничої ефективності ЛЗКА залежно від числа технологічних відмов ЛЗК впродовж години змінного часу $n_{\text{ВГ}}$ у разі оцінювання цієї зміни експоненціальними функціями характеризують такі рівняння:

– зміна коефіцієнта використання часу зміни τ –

$$\tau = 0,9135 \exp(-0,2859 n_{\text{ВГ}}) \text{ при } R^2 = 0,486; \quad (17)$$

– зміна продуктивності за годину змінного часу $W_{\text{ГЗ}}$ (га/год) –

$$W_{\text{ГЗ}} = 0,8798 \exp(-0,3690 n_{\text{ВГ}}) \text{ при } R^2 = 0,574. \quad (18)$$

Криві зміни τ і $W_{\text{ГЗ}}$ залежно від $n_{\text{ВГ}}$, що побудовані за рівняннями (17) і (18), наведені на рис. 2,б. З рисунка видно, що із збільшенням числа відмов від 0,6 до 4,49 коефіцієнт використання часу зміни і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу зменшуються, але із поступовим зниженням інтенсивності цього зменшення. Відомо, що експоненціальні функції описують явища і процеси, які при збільшенні аргументу наближаються до певного асимптотичного значення результативної ознаки. Проте асимптоту краще з'ясувати у разі апроксимації експериментальних даних рівнянням гіперболи. Виявилося, що у разі апроксимації зміни τ залежно від $n_{\text{ВГ}}$ за рівнянням гіперболи ($R^2 = 0,478$) асимптота рівняння становить 0,32, що свідчить про граничне зниження коефіцієнта використання часу зміни ЛЗКА. Якщо ж апроксимувати зміну $W_{\text{ГЗ}}$ залежно від $n_{\text{ВГ}}$ також рівнянням гіперболи ($R^2 = 0,309$), то його асимптота дорівнює 0,27 га/год і є ознакою прогнозованого зниження продуктивності ЛЗКА у зв'язку із збільшенням числа технологічних відмов ЛЗК.

Якщо прогнозувати зміну τ і $W_{\text{ГЗ}}$ залежно від $n_{\text{ВГ}}$ за рівняннями прямих (R^2 -коефіцієнти відповідно дорівнюють 0,477 і 0,538), то в межах досліджуваної зміни числа відмов їх збільшення на одиницю спричинює зниження коефіцієнта використання часу зміни і продуктивності ЛЗКА на 0,12 відповідних одиниць розмірності. За відсутності технологічних відмов ЛЗК можна забезпечити високопродуктивне використання ЛЗКА з коефіцієнтом використання часу зміни 0,79 або 0,91 та продуктивністю за годину змінного часу 0,69 або 0,88 га/год. Перші значення наведених ознак характеризують прогнозовані показники у разі оцінювання їх зміни за рівняннями прямих, а другі – за експоненціальними функціями.

Забезпечити прогнозовані показники використання ЛЗКА можна за умови вирощування і збирання вирівняного і незабур'яненого стеблостою льону-довгунця, вибору відповідних швидкості руху агрегату і висоти брання ЛЗК та здійснення технологічних регулювань комбайна відповідно до характеристик густоти стояння і параметрів рослин.

В табл. 1 наведені основні статистичні показники емпіричних розподілів досліджуваних результативних і факторіальних ознак та тривалості зміни (робочого дня) і основного часу використання ЛЗКА. Про розподіли наробітку на технологічну відмову і тривалості усунення технологічних відмов йшлося вище. Ці ознаки в

дослідженні виступали і як результативні, так і факторіальні. За значеннями коефіцієнтів варіації і відношень показників міри асиметрії і ексцесу до своїх помилок (середніх квадратичних відхилень) переважна більшість емпіричних розподілів узгоджується з нормальним законом. Для розподілів тривалості усунення технологічних відмов впродовж зміни, частки тривалості усунення технологічних відмов в структурі часу зміни, тривалості ЩТО, частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни і рівня виконання ЩТО значення коефіцієнтів варіації розподілів перевищували наближений діапазон значень коефіцієнтів варіації, який властивий нормальному закону [40]. Проте з перерахованих розподілів тільки в розподілі тривалості усунення технологічних відмов впродовж зміни спостерігалось відношення показника міри асиметрії до своєї помилки, що становило 3,42. Розподіл ЧКВЧЗ, що враховує простої через усунення технологічних відмов, мав коефіцієнт варіації 22,1%, але для цього розподілу відношення показника міри ексцесу до своєї помилки становило 3,24. За значеннями показників асиметрії і ексцесу емпіричних розподілів результативної і факторіальних ознак досліджувані розподіли можна віднести до [41]: слабкоасиметричних і слабкоексцесивних, слабкоасиметричних і середноексцесивних, середньоасиметричних і слабкоексцесивних, середньоасиметричних і середноексцесивних, сильноасиметричних і слабкоексцесивних та сильноасиметричних і середноексцесивних.

Розраховані показники асиметрії і ексцесу досліджуваних розподілів дали змогу оцінити форму кривих за їх скошеністю і пологістю. Кількісне ж оцінювання узгодженості деяких з емпіричних розподілів з нормальним законом здійснено визначенням χ^2 -критерію Пірсона [38]. Спостережувані (розрахункові) значення χ^2 -критерію Пірсона при оцінюванні узгодженості емпіричних розподілів продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу $W_{гз}$ з нормальним законом становили: для розподілу, середні арифметичні значення якого використані для аналізу технологічної надійності ЛЗК, $\chi^2_p = 0,54$. Для розподілу $W_{гз}$, що використаний при аналізі тривалості виконання ЩТО ЛЗК, розрахунковий χ^2 -критерій Пірсона становив $\chi^2_p = 1,2$. Критичне значення χ^2 -критерію Пірсона за числа ступенів вільності 1 на рівні значущості 0,05 за таблицями квантилів χ^2 -розподілу дорівнювало $\chi^2_{кр} = 3,8$ [38]. Оскільки 0,54 і 1,2 менші $\chi^2_{кр} = 3,8$, то відсутні підстави для відхилення нульової гіпотези про нормальний закон розподілу продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу.

Для емпіричного розподілу коефіцієнта надійності технологічного процесу $\chi^2_p = 2,85$, а критичний $\chi^2_{кр} = 3,8$ (за числа ступенів вільності 1 на рівні значущості 0,05). Оскільки χ^2_p не перевищував критичного значення $\chi^2_{кр}$, то відсутні підстави для відхилення нульової гіпотези і емпіричний розподіл $k_{тн}$ слід визнати таким, що узгоджується з нормальним законом.

Пошук і з'ясування якісного зв'язку між продуктивністю ЛЗКА за годину змінного часу, як результативною ознакою, і факторіальними ознаками, що в дослідженні характеризують технологічну надійність і тривалість виконання ЩТО ЛЗК, здійснено шляхом визначення коефіцієнтів кореляції між результативною ознакою і досліджуваними факторіальними та кореляційних відношень результативної ознаки до факторіальних. Визначені показники парних кореляційних зв'язків наведені в табл. 2.

Шляхом порівняння коефіцієнтів кореляції і кореляційних відношень та розрахунком t -критерію Стюдента визначено криволінійну зміну продуктивності ЛЗКА залежно від досліджуваних факторіальних ознак. З табл. 2 видно, що зв'язок між $W_{гз}$ і $k_{тв}$ оцінюється коефіцієнтом кореляції мінус 0,635 за кореляційного відношення 0,628.

Таблиця 2 – Показники кореляційного зв'язку між продуктивністю ЛЗКА $W_{гз}$ (га/год) і факторами технологічної надійності ЛЗК та тривалістю виконання їх щозмінного технічного обслуговування з відповідними рівняннями регресії

Досліджуваний фактор	Коефіцієнт кореляції (чисельник) і кореляційне відношення (знаменник)	Прогностична функція (чисельник) і рівняння регресії (знаменник)	Значення R^2 -коефіцієнта (чисельник) і показник $\lambda_{дв}$ (знаменник)	Помилка рівняння регресії (чисельник) і коефіцієнт детермінації (знаменник)
Фактори технологічної надійності ЛЗК				
Тривалість усунення технологічних відмов впродовж зміни $T_{ТВ}$, хв	$\frac{-0,711}{0,751}$	Спадаюча гіпербола $W_{гз} = 0,217 + 14,28/T_{ТВ}$	$\frac{0,682}{0,196}$	$\frac{0,092}{0,564}$
Частка тривалості усунення технологічних відмов в структурі часу зміни $k_{ТВ}$, %	$\frac{-0,635}{0,628}$	Спадаюча гіпербола $W_{гз} = 0,319 + 1,769/k_{ТВ}$	$\frac{0,381}{0,226}$	$\frac{0,111}{0,394}$
ЧКВЧЗ, що враховує простої ЛЗКА через усунення технологічних ЛЗК $\tau_{ТВ}$	$\frac{0,587}{0,628}$	Зростаюча гіпербола $W_{гз} = 0,720 - 0,184/\tau_{ТВ}$	$\frac{0,967}{0,073}$	$\frac{0,111}{0,394}$
Коефіцієнт надійності технологічного процесу $k_{ТН}$	$\frac{0,523}{0,605}$	Зростаюча гіпербола $W_{гз} = 0,646 - 0,113/k_{ТН}$	$\frac{0,950}{0,081}$	$\frac{0,111}{0,366}$
Тривалість виконання щозмінного технічного обслуговування ЛЗК				
Тривалість виконання щозмінного технічного обслуговування ЛЗК $T_{ЩТО}$, хв	$\frac{0,078}{0,517}$	Зростаюча гіпербола $W_{гз} = 0,54 - 2,66/T_{ЩТО}$	$\frac{0,207}{0,175}$	$\frac{0,111}{0,267}$
Частка тривалості виконання ЩТО ЛЗК в структурі часу зміни ЛЗКА $k_{ЩТО}$, %	$\frac{0,168}{0,431}$	Випукла парабола $W_{гз} = 0,376 + 0,0124k_{ЩТО} - 0,00029k_{ЩТО}^2$	$\frac{0,552}{0,098}$	$\frac{0,117}{0,186}$
ЧКВЧЗ, що враховує простої через виконання ЩТО з урахуванням тривалості зміни $\tau_{ЩТО}$	$\frac{-0,171}{0,434}$	Випукла парабола $W_{гз} = -1,632 + 5,546\tau_{ЩТО} - 3,571\tau_{ЩТО}^2$	$\frac{0,552}{0,076}$	$\frac{0,117}{0,188}$
ЧКВЧЗ, що враховує простої через виконання ЩТО з урахуванням тривалості основного часу зміни $\tau'_{ЩТО}$	$\frac{0,015}{0,374}$	Випукла парабола $W_{гз} = -1,245 + 4,757\tau'_{ЩТО} - 3,237(\tau'_{ЩТО})^2$	$\frac{0,631}{0,077}$	$\frac{0,120}{0,140}$
Рівень виконання ЩТО $P_{ЩТО}$	$\frac{0,320}{0,521}$	Випукла парабола $W_{гз} = 0,194 + 0,2994P_{ЩТО} - 0,0591P_{ЩТО}^2$	$\frac{0,715}{0,179}$	$\frac{0,111}{0,271}$

Перевищення значення коефіцієнта кореляції над кореляційним відношенням є підставою вважати, що між досліджуваними ознаками слід шукати прямолінійну залежність. Перевірка лінійності моделі регресії продуктивності ЛЗКА на частку часу $k_{ТВ}$ за t -критерієм Стюдента показала, що спостережуваний t -критерій дорівнює мінус 1,42. За таблицями квантилів розподілу Стюдента по рівню значущості 0,05 і числа ступенів вільності 3 критичне значення t -критерію становить 3,18 [38]. Оскільки спостережуваний t -критерій менший критичного значення, то лінійна модель регресії не узгоджується з експериментальними даними.

Водночас визначено і напрям впливу, тобто зростає чи спадає результативна ознака при збільшенні відповідної факторіальної. З'ясування форми зв'язку здійснено шляхом вирівнювання експериментальних значень продуктивності ЛЗКА рівняннями прямої з додатним і від'ємним значенням кутового коефіцієнта та криволінійними залежностями – степеневими, логарифмічними, експоненціальними (показовими) і поліномними другого порядку функціями та зростаючими і спадаючими гіперболами. Вибір відповідної апроксимуючої залежності здійснено шляхом розрахунку і порівняння R^2 -коефіцієнтів, що оцінювали вірогідність вирівнювання експериментальних значень продуктивності ЛЗКА тим чи іншим рівнянням. В табл. 2 наведені результати вирівнювання із назвою прогностичної функції і поданням рівняння регресії та значення R^2 -коефіцієнта, що відповідав визначеній апроксимуючій залежності. Для такої залежності розраховані показники оцінювання вирівнювання експериментальних значень продуктивності ЛЗКА [42], що їх визначали за відношенням основної помилки вирівнювання до середнього значення результативної ознаки. Розраховані показники наведені в табл. 2. Вирівнювання вважають задовільним, якщо чисельне значення розрахованого показника $\lambda_{ПВ}$ не перевищує 0,1. З табл. 2 видно, що для більшості досліджуваних зв'язків висловлена умова забезпечується. Для решти зв'язків здійснено оцінювання адекватності експериментальних даних і отриманих за відповідними модельними рівняннями із застосуванням дисперсійного аналізу [38]. Для прикладу розглянемо результати дисперсійного аналізу щодо оцінювання адекватності експериментальних даних і рівняння гіперболічної регресії, що характеризує кількісний зв'язок продуктивності ЛЗКА $W_{гз}$ і частки тривалості усунення технологічних відмов в структурі часу зміни $k_{ТВ}$. Показник оцінювання вирівнювання $\lambda_{ПВ}$ для цієї залежності становив 0,226 (табл. 2). За результатами дисперсійного аналізу розрахунковий (спостережуваний) F -критерій Фішера дорівнював $F_p = 3,67$. За таблицею квантилів F -розподілу по числу ступенів вільності чисельника і знаменника відповідно 1 і 3 на рівні ймовірності 0,95 табличний F -критерій дорівнював 10,1 [38]. Оскільки $F_p = 3,67 < F_{0,95;1;3} = 10,1$, то розглядуване гіперболічне рівняння регресії слід визнати адекватним експериментальним даним, тобто воно статистично значуще описує результати експерименту на рівні ймовірності 0,95 [39].

За значеннями середнього квадратичного відхилення розподілу продуктивності ЛЗКА і кореляційних відношень, що оцінювали якісний зв'язок результативної і факторіальних ознак, визначені помилки рівнянь регресії [43], які наведені в табл. 2. Залежно від регресійних рівнянь їхні помилки коливалися в межах 0,092–0,120 га/год.

В табл. 2 наведені розраховані коефіцієнти детермінації, що визначають силу впливу досліджуваних факторіальних ознак на продуктивність ЛЗКА [41]. За цими коефіцієнтами варіація досліджуваних факторів технологічної надійності ЛЗК на 37–56% причинно зумовлює варіацію продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу. Що стосується впливу на продуктивність ЛЗКА оцінних показників тривалості ЦТО ЛЗК, то за коефіцієнтами детермінації ці показники можна розчленувати на три групи: 1)

«найменш впливовим», що в загальній сукупності факторів впливу на його частку припадає 14%, виявився ЧКВЧЗ, що враховує простої ЛЗКА через виконання ЩТО з урахуванням основного часу зміни; 2) до другої групи показників, які в загальній сукупності факторів впливу становлять близько 19%, слід віднести частку тривалості виконання ЩТО ЛЗК в структурі часу зміни ЛЗКА і ЧВКЧЗ, що враховує простої ЛЗКА через виконання ЩТО ЛЗК з урахуванням тривалості зміни; 3) до третьої групи показників, на які припадає 27% загальної варіації впливаючих факторів, слід віднести тривалість і рівень виконання ЩТО ЛЗК.

На рис. 3 наведені полігон і нормальна крива розподілу продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу та кореляційні поля «продуктивність ЛЗКА і фактори технологічної надійності ЛЗК», а також кореляційні поля «продуктивність ЛЗКА і оцінні показники тривалості ЩТО ЛЗК». На кореляційних полях суцільними лініями побудовані криві зміни продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу залежно від відповідних факторіальних ознак за рівняннями, що наведені в табл. 2. Обабіч цих кривих пунктирними лініями зображені криві, що побудовані з урахуванням помилок відповідних рівнянь регресії (табл. 2), тобто заштрихована зона визначає межі зміни продуктивності ЛЗКА з урахуванням помилок рівнянь криволінійної регресії.

В заштриховану зону, наприклад, увійшло 74 і 70,4% та понад 71 і 76% значень $W_{гз}$ і відповідно $T_{ТВ}$ і $k_{ТН}$ та $T_{ЩТО}$ і $k_{ЩТО}$, за якими здійснені розрахунки відповідних рівнянь регресії.

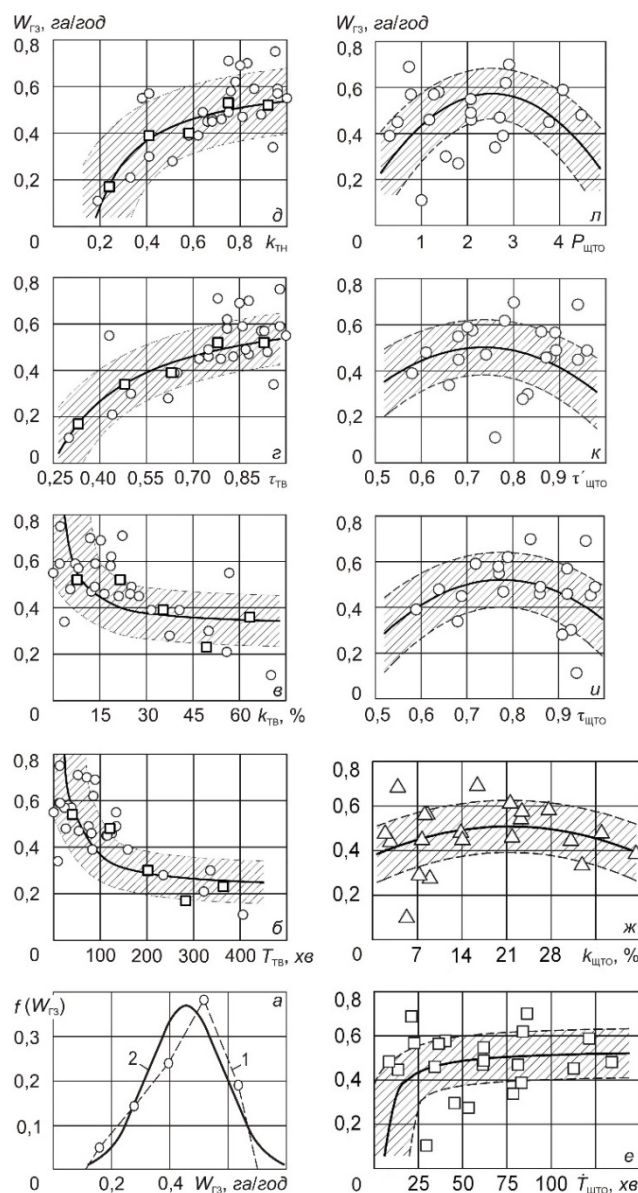
Виходячи із закономірності гіперболи і графіка зміни $W_{гз}$ залежно від $T_{ТВ}$ (рис. 3), продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу починає інтенсивно зростати за тривалості усунення технологічних відмов, що менше 90 хв. Щодо частки тривалості усунення технологічних відмов в структурі часу зміни, то за абсцисою гіперболічного рівняння, яка являє межу зниження продуктивності ЛЗКА, та значенням помилки рівняння регресії можна вважати, що ця частка не повинна перевищувати 30%, оскільки її збільшення понад вказану межу супроводжується занадто сповільненим зниженням продуктивності ЛЗКА, значення якого сумірне з помилкою рівняння регресії.

З підвищенням ЧКВЧЗ $\tau_{ТВ}$, що враховує простої ЛЗКА через усунення технологічних відмов ЛЗК, понад 0,70 (рис. 3) продуктивність ЛЗКА продовжує зростати, але величина цього зростання сумірна з помилкою рівняння, що кількісно описує зміну $W_{гз}$ залежно від $\tau_{ТВ}$ (табл. 2). При організації комбайнового збирання льону-довгунця ЧКВЧЗ $\tau_{ТВ}$ не повинен бути меншим 0,70.

Аналіз даних табл. 2 і графіка зміни $W_{гз}$ залежно від коефіцієнта технологічної надійності ЛЗК (рис. 3) свідчить, що зростання продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу в міру підвищення коефіцієнта надійності понад 0,8 сумірне з помилкою рівняння регресії $W_{гз}$ по $k_{ТН}$ і не перевищує її чисельне значення. В умовах рядової експлуатації ЛЗКА можливо і доцільно визначити коефіцієнт технологічної надійності ЛЗК, що дорівнює 0,8 з експлуатаційним допуском $\pm 0,1$.

Проаналізуємо зміну продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу залежно від оцінних показників тривалості ЩТО ЛЗК. Продуктивність $W_{гз}$ залежно від $T_{ЩТО}$ описується рівнянням сповільнено зростаючої гіперболи, а від $k_{ЩТО}$, $\tau'_{ЩТО}$ і $P_{ЩТО}$ – рівняннями випуклої параболи другого порядку (табл. 2), які в графічному поданні наведені на рис. 3. З графіка зміни $W_{гз}$ залежно від $T_{ЩТО}$ простежується, що інтенсивне підвищення продуктивності ЛЗКА спостерігається при збільшенні тривалості виконання ЩТО ЛЗК орієнтовно до 25 хв (при збільшенні тривалості виконання ЩТО від 5 до 25 хв продуктивність ЛЗКА зростає майже у 50 разів), а з подальшим збільшенням цієї тривалості уповільнюється, сягаючи за рівнянням регресії $W_{гз}$ по $T_{ЩТО}$ (табл. 2) асимптотичного значення 0,54 га/год. За інтенсивністю зростання

продуктивності ЛЗКА тривалість виконання ЩТО має бути обмежена 50 хв з тим, щоб у структурі часу зміни ця тривалість не перевищувала 12%, оскільки подальше перевищення досліджуваної ознаки може супроводжуватися зниженням продуктивності ЛЗКА [33]. Пропонована тривалість ЩТО має бути узгоджена з переліком операцій технічного обслуговування, регламентованих відповідною нормативно-технічною документацією.



1 – полігон і 2 – нормальна крива розподілу продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу (а)

Рисунок 3 – Зміна продуктивності ЛЗКА за годину змінного часу $W_{г3}$ залежно від: б) тривалості усунення технологічних відмов T_{TB} ; в) частки цієї тривалості в структурі часу зміни k_{TB} ; г) часткового коефіцієнта, що враховує простой через усунення технологічних відмов, τ_{TB} ; д) коефіцієнта надійності технологічного процесу k_{TN} ; е) тривалості ЩТО комбайна $T_{ЩТО}$; ж) частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни роботи ЛЗКА $k_{ЩТО}$; и) часткового коефіцієнта використання часу зміни (ЧКВЧЗ) на виконання ЩТО $\tau_{ЩТО}$, що визначають з урахуванням тривалості зміни роботи ЛЗКА; к) ЧКВЧЗ на виконання ЩТО $\tau'_{ЩТО}$, що визначають з урахуванням основного часу зміни; л) рівня виконання ЩТО $P_{ЩТО}$

Дослідження рівнянь випуклих парабол (табл. 2) на екстремум показали, що продуктивність ЛЗКА максимізується за $k_{ЩТО} = 21\%$, $\tau_{ЩТО} = 0,78$, $\tau'_{ЩТО} = 0,73$ і $P_{ЩТО} =$

2,53, приймаючи значення відповідно 0,51 га/год; 0,52; 0,50 і 0,57 га/год (рис. 3). Між рівнем виконання ЩТО $P_{\text{ЩТО}}$ та часткою тривалості ЩТО в структурі часу зміни $k_{\text{ЩТО}}$ і ЧКВЧЗ $\tau_{\text{ЩТО}}$ виявлений кількісний зв'язок, що описується такими рівняннями регресії:

$$P_{\text{ЩТО}} = 7,51 - 6,34\tau_{\text{ЩТО}} \text{ при } r = -0,783 \quad (19)$$

та

$$k_{\text{ЩТО}} = -50,12 + 91,31\tau_{\text{ЩТО}} \text{ при } r = 0,998. \quad (20)$$

Висновки. Кореляційно-регресійним аналізом і графічним поданням опрацьованих експериментальних даних з'ясовано, що змінні тривалість основного часу роботи ЛЗКА і тривалість ЩТО ЛЗК, тривалість усунення технологічних відмов ЛЗК впродовж зміни їх використання і тривалість основного часу роботи ЛЗКА, тривалість наробітку на технологічну відмову і тривалість усунення технологічної відмови можна розглядати як незалежні випадкові величини. Визначення ЧКВЧЗ, що пов'язані з виконанням ЩТО ЛЗК і зупинками ЛЗКА на усунення технологічних відмов методично коректніше вести за формулами, в яких відповідно чисельник являє різницю тривалості зміни і тривалості ЩТО ЛЗК та різницю тривалості зміни і тривалості усунення технологічних відмов комбайна впродовж зміни, а знаменником в обох випадках є тривалість зміни.

Розподіли наробітку на технологічну відмову ЛЗК і тривалості усунення технологічних відмов на рівні ймовірності 0,999 описуються експоненціальними законами з визначеними параметрами. Розрахункове число технологічних відмов ЛЗК за години змінного часу коливалося в межах від 0,6 до 4,29. Із збільшенням числа технологічних відмов коефіцієнт використання часу зміни і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу зменшується за експоненціальними залежностями.

За інтенсивністю зміни продуктивності ЛЗКА залежно від оцінних факторів технологічної надійності ЛЗК комбайнове збирання льону-довгунця має бути організовано так, щоб тривалість усунення технологічних відмов впродовж зміни не перевищувала 90 хв, частка тривалості усунення технологічних відмов впродовж зміни роботи ЛЗКА у структурі її часу не перевищувала 30%, ЧКВЧЗ через простой на усунення технологічних відмов не повинен бути меншим 0,70, а коефіцієнт надійності технологічного процесу комбайнів має дорівнювати 0,8 з експлуатаційним допуском $\pm 0,1$.

Інтенсивне підвищення продуктивності ЛЗКА простежується при збільшенні тривалості ЩТО ЛЗК до 25 хв, а із збільшенням тривалості ЩТО понад 50 хв інтенсивність підвищення продуктивності значно уповільнюється, наближаючись до асимптотичного значення, яке становить 0,54 га/год. Продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу сягає максимального значення 0,51 га/год за частки тривалості ЩТО в структурі часу зміни 21%. Залежно від ЧКВЧЗ на виконання ЩТО, що його визначають з урахуванням тривалості зміни, продуктивність ЛЗКА приймає максимальне значення 0,52 га/год за часткового коефіцієнта 0,78. Максимальне значення продуктивності ЛЗКА 0,50 га/год може бути забезпечене за ЧКВЧЗ на виконання ЩТО ЛЗК, який визначають з урахуванням основного часу зміни і що становить 0,73. Продуктивність ЛЗКА максимізується (0,57 га/год) за рівня виконання ЩТО 2,53.

За відсутності технологічних відмов при збиранні вирівняного стеблостою льону-довгунця і здійсненні технологічних регулювань комбайнів відповідно до характеристик і параметрів рослин та стеблостою коефіцієнт використання часу і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу можуть становити відповідно 0,91 і 0,88 га.

З урахуванням помилок рівнянь криволінійної регресії тривалість ЩТО може бути зрушена в зону менших її значень, що слід врахувати при визначенні переліку

операцій і робіт з ЩТО опрацьовуваних моделей і зразків льонозбиральних машин в майбутньому.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку слід спрямувати на пошук і з'ясування умов ефективного використання прес-підбирачів на підніманні стрічок рошенцевої льонотрести і формуванні її рулонів.

Список літератури

1. Демко, С. А. Визначення впливу терміну використання зернозбиральних комбайнів на їх техніко-експлуатаційні характеристики [Текст] : автореф. дис. ... канд. наук: спец. 05.05.11 «Машини і засоби механізації с.-г. виробництва» / С. А. Демко. – К., 2007. – 20 с.
2. Работоспособность и сохранность сельскохозяйственной техники [Текст] / М. М. Севернев, Г. П. Каплун, Н. Н. Поддлекарёв [и др.]; под ред. М. М. Севернева. – Минск: Ураджай, 1980. – 192 с.
3. Каплун, Г. П. Исследование эксплуатационной надёжности кормоуборочных машин [Текст] / Г. П. Каплун, П. Е. Круглый, Л. В. Мисун // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сб. ЦНИИМЭСХ Нечерноземной зоны СССР. – Минск: Ураджай, 1984. – Вып. 27. – С. 150–157.
4. Надійність техніки. Терміни та визначення [Текст] : ДСТУ 2860 – 94. - [Чинний від 1996 – 01 – 01]. – К: Держстандарт України, 1995. – 92 с.
5. Соломкин, А. П. Влияние качества обслуживания на надёжность машин [Текст] / А. П. Соломкин // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1977. – № 7. – С. 4–7.
6. Киртбая, Ю. К. Резервы в использовании машинно-тракторного парка [Текст] / Киртбая Ю. К. – М.: Колос, 1982. – 319 с.
7. Типові норми продуктивності машин і витрат палива на збиранні сільськогосподарських культур [Текст] / В. В. Вітвицький, І. М. Демчак, В. С. Пивовар та ін. – К.: НДІ «Укргропромпродуктивність», 2005. – 544 с.
8. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка [Текст] / Н. Э. Фере, В. З. Бубнов, А. В. Еленев, Л. М. Пильщиков. – М.: Колос, 1978. – 256 с.
9. Единые нормы выработки и расхода топлива на механизированные полевые работы в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1982. – 416 с.
10. Комплексная система технического обслуживания и ремонта машин в сельском хозяйстве. – М.: ГОСНИТИ, 1985. – Ч. 1. – 144 с.
11. Агулов, І. І. Довідник по технічному обслуговуванню сільськогосподарських машин [Текст] / І. І. Агулов, Л. Ф. Вознюк, О. В. Левчій. – К.: Урожай, 1989. – 256 с.
12. Машини для збирання зернових та технічних культур [Текст] : [посіб. для підготовки фахівців із напрямку «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» в аграр. вищ. навч. закл. II – IV рівнів акредитації] / [Колектив авторів]; за ред. В. І. Кравчука і Ю. Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 296 с.
13. Барам, Х. Г. Научные основы технического нормирования механизированных полевых работ: монография [Текст] / Барам Х. Г. – М.: Колос, 1970. – 440 с.
14. Иофинов С. А. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. пособ. для студентов с.-х. вузов по спец. «Механизация с. х.»] / Иофинов С. А. – М.: Колос, 1974. – 480 с.
15. Фортуна, В. И. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. пособ. для средних с.-х. учеб. завед. по спец. «Механизация с. х.»] / Фортуна В. И. – М.: Колос, 1979. – 375 с.
16. Шаров, Н. М. Эксплуатационные свойства тракторных агрегатов [Текст] : [учеб. пособ. для факультетов повышения квалификации руководящих кадров колхозов и совхозов и специалистов с. х.] / Шаров Н. М. – М.: Колос, 1981. – 240 с.
17. Свирщевский, Б. С. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. пособ. для институтов и факультетов механизации и электрификации с. х.] / Свирщевский Б. С. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
18. Диденко, Н. К. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. пособ. для высш. учеб. заведений по специальностям «Механизация с. х.» и «Сельское хозяйство»] / Диденко Н. К. – К: Вища шк., 1977. – 391 с.
19. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. пособ. для студентов факультетов механизации с.-х. вузов по спец. «Механизация с. х.»] / [Ляхов А. П., Новиков А. В., Будько Ю. В. и др.]; под ред. Ю. В. Будько. – Минск: Ураджай, 1991. – 336 с.
20. Веденяпин, Г. В. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. пособ. для институтов и факультетов механизации с. х.] / Г. В. Веденякин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 343 с.

21. Кіртбая, Ю. К. Основы комплексной механизации сельского хозяйства [Текст] / Кіртбая Ю. К.; за ред. В. В. Заморського. – К.: Вид-во Укр. акад. с.-г. наук, 1961. – 206 с.
22. Эксплуатационная технологичность конструкций тракторов [Текст] / [Михлин В. М., Диков К. И., Стариков В. М. и др.]; под ред. Н. Ф. Чухчина и В. М. Старикова. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.
23. Хробостов, С. Н. Эксплуатация машинно-тракторного парка [Текст] : [учеб. для средних с.-х. учеб. завед. по спец. «Механизация с. х.»] / Хробостов С. Н. – М.: Колос, 1973. – 607 с.
24. Погорелый, Л. В. Инженерные методы испытания сельскохозяйственных машин [Текст] / Погорелый Л. В. – К.: Техніка, 1991. – 157 с.
25. Линтварев, Б. А. Научные основы повышения производительности земледельческих агрегатов [Текст] / Б. А. Линтварев. – М.: БТИГОСНИТИ, 1962. – 606 с.
26. Лімонт, А. С. Технологічна надійність і продуктивність льонозбиральних агрегатів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва. – Х., 2009. – Вип. 80. – С. 167–173.
27. Лімонт, А. С. Технологічні відмови і продуктивність льонозбиральних комбайнових агрегатів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. аграр. науки. – 2009. – № 11. – С. 44–47.
28. Лімонт, А. С. Тривалість усунення технологічних відмов і наробіток комбайнових агрегатів на збиранні льону-довгунця [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва. – Х., 2010. – Вип. 100. – С. 134–140.
29. Лімонт, А. С. Оцінювання показників надійності льонозбиральних комбайнів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва. – Х., 2012. – Вип. 128. – С. 37–45.
30. Лімонт, А. С. Експлуатаційні стани і елементи надійності льонозбиральних комбайнів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: технічний сервіс машин для рослинництва. – Х., 2013. – Вип. 134. – С. 35–43.
31. Шейченко, [Текст] В. О. Виробнича ефективність технологічної надійності льонозбиральних комбайнів [Текст] / В. О. Шейченко, А. С. Лімонт, Т. Л. Коваль // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва. – Х., 2014. – Вип. 151. – С. 91–100.
32. Шейченко, В. А. Прогнозирование производительности и технологическая надежность льноуборочных комбайнов [Текст] / В. А. Шейченко, А. С. Лімонт // Машинно-технологическая модернизация льняного агропромышленного комплекса на инновационной основе: науч. труды Всероссийского НИИ механизации льноводства (ВНИИМЛ). – Тверь: Твер. гос. ун-т, 2014. – С. 67–74.
33. Лімонт, А. С. Прогнозування тривалості щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнових агрегатів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. аграр. науки. – 2010. – № 9. – С. 36–39.
34. Лімонт, А. С. Результативність щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми технічної експлуатації машин. – Х., 2011. – Вип. 109. – С. 83–90.
35. Лімонт, А. С. Статистичне оцінювання щозмінного технічного обслуговування льонозбиральних комбайнів [Текст] / А. С. Лімонт // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: технічний сервіс машин для рослинництва. – Х., 2012. – Вип. 121. – С. 20–28.
36. Лімонт, А. С. Теоретичні основи забезпечення працездатності машин [Текст] : навч. посіб. / Лімонт А. С. – Житомир: Держ. агроєколог. ун-т, 2008. – 420 с.
37. Лімонт, А. С. Кореляційно-регресійні моделі продуктивності і щозмінне технічне обслуговування льонозбиральних комбайнів [Текст] / А. С. Лімонт // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2012. – Вип. 23. – С. 56–65.
38. Герасимович, А. И. Математическая статистика [Текст] : [учеб. пособ. для инж.-техн. и эконом. спец. вузов] / Герасимович А. И. – Минск: Вышэйш. шк., 1983. – 279 с.
39. Львовский, Е. Н. Статистические методы построения эмпирических формул [Текст] : [учеб. пособ. для вузов] / Львовский Е. Н. – М.: Высш. шк., 1988. – 239 с.
40. Герасимович, А. И. Математическая статистика [Текст] : учеб. пособ. [для инж.-техн. и эконом. спец. вузов] / А. И. Герасимович, Я. И. Матвеева. – Минск: Вышэйш. шк., 1978. – 200 с.
41. Дмитриев, Е. А. Математическая статистика в почвоведении [Текст] : учеб. пособ. / Е. А. Дмитриев. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1972. – 292 с.
42. Методика статистической обработки эмпирических данных [Текст] : РТМ 44 – 62. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.
43. Уланова, Е. С. Методы корреляционного и регрессионного анализа в агрометеорологии: монография [Текст] / Е. С. Уланова, В. Н. Забелин. – Л.: Гидрометеиздат, 1990. – 208 с.

Anatoliy Limont, Assos. Prof., PhD tech. sci., Sergiy Dobransky, Lect.

Zhytomyr Agrotechnical College, Zhytomyr, Ukraine

The elements of maintainability and technological reliability of flax harvesters

The investigation is aimed at enhancing the efficiency of using flax harvesters which was assessed by means of the production capacity of machine units as components of these harvesters.

The use of flax harvesters under real conditions of harvesting fiber flax is investigated. The author studies the duration of maintenance in shifts and in the basic time of the shift, as well as the distribution of the operating time with respect to the technological failure and the duration of removing failures of flax harvesters. The author also determines the qualitative and quantitative relations between the quoted indices and suggests the model equations of regression which describe the revealed quantitative changes in these indices. The author determines the laws of distribution of the operating time before failures and the terms for removing them/ The paper specifies the number of technological failures of the harvester per hour of the shift of its operation. The paper analyzes the correlation between the production capacity and the coefficient of using the shift working hours of the flax harvester unit and the number of technological failures of the harvester per hour of the shift time.

On the basis of the specified coefficient of the correlation and the correlation ratios with the use of the Student t-criterion the author determines the non-linearity of the correlation between the harvester unit production capacity per hour of the shift time and the terms for removing technological failures. Within the shift time and the part of this term in the structure of the shift time which are described with the equations of dipping hyperbolas. The changes in the investigated production capacity depend on the partial coefficient which takes into account the idle time of the harvesting unit due to the process of removing technological failures. The above changes also depend on the reliability coefficient of the technological process and can be described with the equations of the corresponding gradually ascending hyperbolas.

The author reveals the curve linear correlation links between the production capacity of the harvester unit per hour of the shift time and the term of the shiftily technical maintenance of the flax of the flax harvester, the part of this term in the structure of the shift time, partial coefficients of using the time for the shiftily technical maintenance with respect to the duration of the shift and the level of providing shiftily technical maintenance. The corresponding correlation and regression models are determined as well.

fiber flax, harvesting, combine, use, production capacity, maintainability, technological reliability, failure, operating time

Одержано 19.10.17

УДК 621.432

Б.А. Ляшенко, проф., д-р техн. наук

Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренко НАН України, м. Київ, Україна

С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук, С.С. Михайлюта, асп.

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, E-mail: marko60@ukr.net

Розробка технологічного процесу вакуумного азотування поршнів двигунів в пульсуючому пучку плазми

В статті визначено основні причини, що перешкоджають вирішенню задачі удосконалення автотракторних двигунів внутрішнього згорання на базі застосування зміцнювальних іонноазотованих шарів, зокрема недостатньо високої швидкості насичення поверхневих шарів металу азотом (через низький робочий тиск газу) та можливості переходу тліючого розряду у дуговий, що може призвести до оплавлення поверхні деталі, яку обробляють. Розроблено ефективну технологію вакуумного азотування в пульсуючому пучку плазми. При цьому застосовано спосіб ефективного очищення поверхні поршнів шляхом катодного розпилювання в середовищі аргон – водень що сприяє формуванню рівномірної

© Б.А. Ляшенко, С.І. Маркович, С.С. Михайлюта, 2017

обробки. Застосування періодичного чередування циклів насичення та розсіювання азотованого шару дозволило не тільки прискорити процес дифузійного насичення, а й контролювати його.

автотракторні двигуни, головки поршня, вакуумне азотування в пульсуючому пучку плазми

Б.А. Ляшенко, проф., д-р техн. наук

Институт проблем прочности им. Г. С. Писаренко НАН Украины, г. Киев, Украина

С.І. Маркович, доц., канд. техн. наук, С.С. Михайлюта, асп.

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Разработка технологического процесса вакуумного азотирования поршней двигателей в пульсирующем пучке плазмы

В статье определены основные причины, которые препятствуют решению задачи усовершенствования автотракторных двигателей внутреннего сгорания на базе применения укрепляющих ионноазотированных слоев, в частности недостаточно высокой скорости насыщения поверхностных слоев металла азотом (через низкое рабочее давление газа) и возможности перехода тлеющего разряда в дуговой, что может привести к оплавлению поверхности детали, которую обрабатывают. Разработана эффективная технология вакуумного азотирования в пульсирующем пучке плазмы. При этом применен способ эффективной очистки поверхности поршней путем катодного распыления в среде аргон – водород, что способствует формированию равномерной обработки. Применение периодического чередования циклов насыщения и рассеивания азотированного слоя позволило не только ускорить процесс диффузионного насыщения, но и контролировать его.

автотракторные двигатели, головки поршня, вакуумное азотирование в пульсирующем пучке плазмы

Постановка проблеми. Зростання експлуатаційних параметрів сучасних автотракторних двигунів викликає необхідність застосування в якості матеріалів для виготовлення поршнів алюмінієвих сплавів, основним недоліком яких є низька теплостійкість, що обмежує їх рівень форсування

Перспективним способом для підвищення характеристик поршня є метод іонного плазмового азотування (ІА). Його сутність полягає у тому, що у розрідженому газовому середовищі, яке містить азот, між катодом (деталлю) та анодом (стінками вакуумної камери) збуджується тліючий розряд. При цьому, позитивні іони газу з високою енергією бомбардуючи поверхню катоду, нагрівають її до температури насичення та дифундують в цю поверхню, формуючи твердий розчин азоту в металі, а при досягненні межі розчинності – нітридні фази.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз останніх досліджень і публікацій щодо застосування методу ІА свідчить про те, що постійно відбувається пошук шляхів його удосконалення.

Автори робіт [1, 2, 3, 4] пропонують вести процес дифузійного насичення азотом у плазмі пульсуючого струму, що забезпечує недопущення переходу тліючого розряду у дуговий (через малу тривалість імпульсів великої напруги) з одночасним збільшенням швидкості процесу.

У роботі [5] показано застосування комбінованого пульсуючого режиму насичення азотом та вуглецем при циклічному нагріванні та охолодженні садки, що призводить до ефекту прискорення дифузійних процесів. Розроблено математичну модель та методику для теоретичного опису кінетики процесу дифузійного насичення металів в режимі хіміко-ермоциклічної обробки за оцінкою енергетичних характеристик (енергії активації та активаційного об'єму) процесу. Показано [6], що застосування термічних циклів при азотуванні, наприклад, титану обумовлює підвищення його міцності при задовільній пластичності.

Автори [7] вказують на переваги газотермоциклічного методу регулювання процесу азотування. Технологія обробки при цьому полягає у періодичному чередуванні циклів насичення при проточному азотуванні та розсіювання азотованого

шару при максимально можливому зниженні насичуючої здатності атмосфери. Додаткова інтенсифікація процесу відбувається за рахунок його двостадійності – насичення та розсіювання газу проходить при різних температурах.

Таким чином, основною причиною, яка перешкоджає вирішенню задач докорінного удосконалення автотракторних двигунів внутрішнього згорання на базі застосування зміцнювальних іонноазотованих шарів є те, що, не зважаючи на накопичений досвід, загальну позитивну оцінку та доцільність застосування у виробництві та ремонтній практиці, технологія вакуумного азотування в пульсуючому пучку плазми має ряд невирішених проблем, недостатня вивченість яких ускладнює розробку науково-обґрунтованих принципів її реалізації [8, 9,10].

Постановка завдання. Однак, необхідно зазначити, що існуючі на даний час підходи щодо застосування методу іонноплазмового азотування використовують лише окремі потенційні можливості його інтенсифікації та підвищення ефективності. На сьогоднішній день залишаються невирішеними питання щодо "вузьких місць" методу, зокрема недостатньо високої швидкості насичення поверхневих шарів металу азотом (через низький робочий тиск газу) та можливості переходу тліючого розряду у дуговий, що може призвести до оплавлення поверхні деталі, яку обробляють. Тому розробка ефективної технології іонноплазмового азотування алюмінієвих сплавів з усуненням зазначених недоліків є актуальною задачею.

Виклад основного матеріалу. ІА поршнів із алюмінієвого сплаву проводили в установці ВІПА-1, що розроблена на базі Інституту проблем міцності ім. Г.С. Писаренка НАН України (рис.1).

Установка ВІПА-1 включає: вакуумну камеру; систему відкачування атмосфери та газів (вакуумування); система забезпечення газом; система вимірювання та регулювання температури; система електроживлення; система автоматичного управління технологічним процесом.

В процесі ІА змінний струм через понижуючий трансформатор поступає на вхід електронного блоку управління, далі – на два комутуючі тиристори. Блок управління за допомогою змінного опору дозволяє змінювати тривалість імпульсів подачі напруги на тиристори. Комутуючі тиристори регулюють амплітуду струму та тривалість його проходження по первинній обмотці підвищуючого трансформатора. Із вторинної обмотки трансформатора підвищена до 1000...1200 В напруга подається на випрямляючий діодний місток, на виході з якого отримується однополярна пульсуюча напруга, яка, у свою чергу, подається на катод-деталь та анод-стілки вакуумної установки.

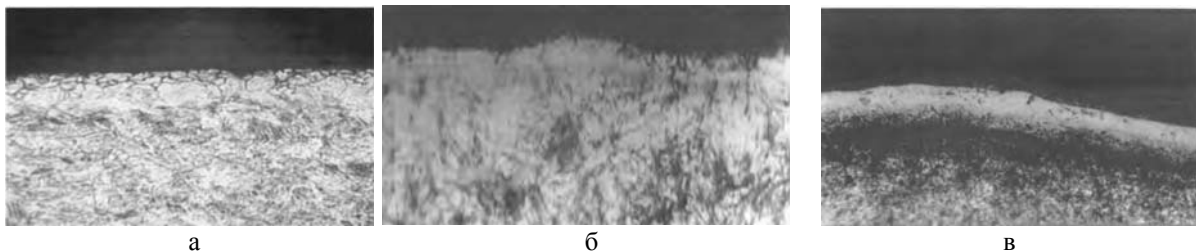


Рисунок 1 – Установка ВІПА-1

Технологічний процес ІА включає в себе підготовчі операції, безпосередньо проведення ІА та завершальні операції.

Підготовчі операції включають: очищення камери та обладнання за допомогою авіаційного гасу; очищення деталей від іржі, окалин тощо; обезжирювання поверхні деталей за допомогою авіаційного гасу або уайтспіриту; монтаж деталей у вакуумну камеру за допомогою спеціального обладнання.

Для видалення оксидної плівки з поверхні поршнів застосовували катодне розпилювання. Спроби провести ІА без попереднього очищення поверхні призводили до того, що вона мала не чорний колір, типовий для азотованого алюмінію, а швидше сірий з темними плямами діаметром декілька міліметрів. Мікроаналіз цих покриттів показав, що вони збагачені магнієм, містять значну кількість фосфору і калію, а також деяку кількість натрію і сірки. Був зроблений висновок, що покриття може утворитися в результаті взаємодії із мастильно-охолоджуючою рідиною, що використовується при механічній обробці деталей (рис. 2а).



а - поверхня в зоні темної плями; б - поверхня зразка після попередньої очистки;
в - поверхня зразка після ІА

Рисунок 2 – Металографічні дослідження поверхні зразків

Будь-який оксидний шар на поверхні алюмінієвого сплаву діє як дифузійний бар'єр, перешкоджаючи проникненню азоту, і заважає утворенню азотованого шару. Таким чином, попередня обробка необхідна для видалення забруднень, внесених змащувальною охолоджуючою рідиною. Була проведена серія експериментів з метою визначення її оптимального режиму. Варіювали час обробки, зміст реакційного газу і тривалість імпульсу, починаючи з тривалості катодного розпилювання 20 хв., тиск 40 Па, використання змішаного аргон-водня в співвідношенні 4 : 1, температури 420 °С, напруги 500 В з періодами подачі і відключення імпульсу 40 і 100 мкс відповідно. Ефект впливу обробки перевіряли, вивчаючи структуру методом растрової електронної мікроскопії. Аналіз мікрофотографій поверхні поршнів після катодного розпилювання протягом 20 хв. в суміші, що містить по 50 % складових реакційного газу, показав, що рихле покриття не видаляється за рахунок лише підвищення концентрації складової. Збільшення тривалості обробки до 1 год. також не привело до повного видалення рихлих покриттів, проте можна було спостерігати першу появу в них несучільностей, деякі з яких мали діаметр до 10 мкм. Замість збільшення тривалості обробки було вирішено збільшити час дії імпульсу напруги до 100 мкс. Поршень з рихлим покриттям був оброблений додатково протягом 1 год при тривалості дії імпульсу 100 мкс. В результаті рихле покриття повністю зникло (рис. 2б).

Технологічний процес можна представити у вигляді логічного ланцюга, що включає в себе основні етапи:

Попередньо підготовлені деталі завантажували у вакуумну камеру та починали процес вакуумування камери до досягнення у камері тиску 1...3 Па.

Далі подавали у камеру газову суміш з балонів через редуктори та клапан голкового типу "ГАЗ-БІЛЬШЕ- ВКЛ" до тиску 10...20 Па.

На комп'ютері системи автоматичного управління технологічним процесом задавали максимальну робочу напругу, що подається на електроди установки, швидкість зростання робочої напруги та встановлювали температурний режим процесу шляхом встановлення верхнього та нижнього порогів температури.

У разі з'явлення мікродуг система подає сигнал на тиристорний регулятор напруги. При цьому напруга на деталі знижується на величину, визначену цим регулятором.

По досягненні заданої температури процесу азотування відбувається автоматичне зниження вихідної напруги та деталь охолоджується до величини нижнього порогу температури. Потім вихідна напруга автоматично підвищується до досягнення верхнього порогу температури деталі. Таким чином відбувається автоматичне регулювання процесу азотування: величини спрацювання регулятора напруги (верхнього та нижнього порогів температури) можуть задаватися у межах 1...540°C, що дозволяє подавати на деталь пульсуючу напругу та отримувати пульсуючі термоцикли, що значно підвищує швидкість дифузійного насичення деталі азотом.

Величину робочого тиску у камері в процесі азотування підтримували у межах 20...200 Па в залежності від площі, маси та конфігурації деталі, що обробляється. Час азотування залежить від матеріалу деталі, маси садки, необхідної товщини дифузійного шару та становить від 0,5 до 24 годин.

Після ІА виключали робочу напругу, припиняли подавання газу у вакуумну камеру, відкачували з неї за допомогою системи вакуумування газ до тиску 1...5 Па та витримували (охолоджували) деталі протягом 3...15 годин в залежності від величини садки для виключення поведень та жолоблення. Після охолодження виймають деталі з вакуумної камери.

В результаті обробки алюмінієвого сплаву АЛ-21 сформувалися зміцнені шари товщиною близько до 20 мкм.

Протягом всього технологічного процесу іонного азотування дуже важливо ретельно контролювати та витримувати визначені оптимальні значення технологічних параметрів.

Після початку ІА протягом 3 год. струм розряду починав зростати, при цьому інші параметри ще не змінювалися. Після декількох хвилин інтенсивне іонне бомбардування приводило до різкого підвищення температури поршнів. Швидкість підвищення температури 1,8 К/хв. була дуже високою для того, щоб її можна було компенсувати за допомогою додаткового пристрою нагріву, що поволі реагував на зміну режиму. Щоб уникнути перегріву алюмінієвих деталей тиск газу понизили від 150 до 140 Па. Зниження тиску, проте, виявилось недостатнім для того, щоб запобігти постійному підвищенню сили струму і температури. Таким чином, стала очевидною необхідність зниження і напруги розряду. Незабаром виявилось, що після його зниження всього на 4 В знизилися температура, а також струм розряду. Для того, щоб поршні не охолодилися до низьких температур, через декілька хвилин потрібно було підняти тиск і напругу до первинних значень.

Вивчення зовнішнього вигляду деталей, підданих азотації, дозволило встановити, що різке підвищення тиску розряду і температури співпало із зміною кольору поршнів. Очевидно, що зростання струму розряду було пов'язане з утворенням однорідного шару нітриду алюмінію на всій поверхні як мінімум одного поршня, що, у свою чергу, привело до активнішої вторинної емісії електронів з поверхні і таким чином до інтенсифікації розряду. Звідси витікає, що для уникнення ситуації, при якій

температура усередині камери не піддаватиметься регулюванню, необхідно надавати пильну увагу контролю за протіканням процесу, реагуючого на будь-які чинники, що легко змінюються.

До того ж, додавання аргону до азотної плазми сприяє прискоренню зростання шару нітридів. Фактично, при додаванні до реакційного газу 15% аргону після обробки протягом 6 год формувалися шари нітридів товщиною близько 20 мкм.

Дослідження металографії показали, що по всій поверхні поршнів товщина шарів хімічних з'єднань не була однаковою. Незалежно від тривалості і температури обробки спостерігається наявність помітного градієнта: товщина шару зростає у напрямку до нижньої частини поршнів. Крім того, відмічено, що на краях верхньої і нижньої частин поршнів товщина шару виявилася мінімальною. Це, ймовірно, пов'язано з інтенсивнішим бомбардуванням країв поршнів. Зроблене припущення, що збільшення товщини шару у напрямку до катода викликане неоднорідним розподілом температури в тліючому розряді (рис. 2в).

Можна припустити, що у нижній частині поршнів, тобто поблизу катода, густина плазми значно вище, ніж у верхній, що приводить до сильнішого розігрівання нижньої частини поршнів. В цілях забезпечення одноріднішого розподілу плазми в розряді всю партію поршнів додатково покривали алюмінієвою плитою, що служить допоміжним катодом. Між плитою і верхньою частиною поршнів встановлювали алюмінієві прокладки завтовшки 5 мм. В результаті відмінність в товщині шару нітридів, що сформувалися на поверхні верхньої і нижньої частин поршнів, складало лише 10%. При цьому більш товсті шари фіксувалися в їх верхній частині.

Завдяки різкому зростанню густини плазми після 5 годин азотизації при 480 °С товщина азотованих шарів перевищувала 20 мкм (рис. 3). Проте, при подальшому збільшенні щільності плазми відбувалося розтріскування шару і його відшаровування, особливо в зоні верхнього і нижнього країв; також спостерігалася поява округлих горбиків значних (діаметром до 100 мкм) розмірів. Якщо відшаровування хоча б частково можна було зменшити, понизивши швидкість охолодження садіння після азотизації, то утворення горбиків ніякими способами запобігти не вдалося. Таким чином, можна вважати, що товщина шару до 20 мкм була граничною для формування однорідних міцно зчеплених з основою шарів на всіх деталях партії.



1 - без обробки; 2 - після вакуумного азотування в пульсуючому пучку плазми

Рисунок 3 – Загальний вид поршнів автотракторних двигунів внутрішнього згорання

Таким чином, узагальнюючи можна зазначити, що процес іонного азотування складається з трьох стадій: катодного очищення деталі, дифузійного насичення поверхні та охолодження. Він включає наступні послідовні операції: 1) Відкачування повітря до розрідження 5 Па; 2) Продувка вакуумної камери робочою сумішшю протягом 5-15 хв. при тиску 1500 Па; 3) Повторне відкачування суміші до розрідження 1,33 Па; 4) Подача на електроди напруги (деталь - катод, стінки камери - анод) та збудження тліючого розряду та іонне очищення деталі катодним розпиленням при напрузі 500-1100 В; 5) Зниження напруги до робочої. Встановлення необхідного робочого тиску суміші (10-20 Па); 6) Проведення дифузійного насичення поверхні деталі у тліючому розряді в імпульсному режимі.

Ефект від періодичного чередування циклів насичення при проточному азотуванні та розсіювання азотованого шару при максимально можливому зниженні насичуючої здатності атмосфери в умовах циклічної зміни температури досягається за рахунок впливу на фактор, який у значній мірі визначає швидкість насичення — коефіцієнт дифузії. Цей коефіцієнт, як відомо, залежить від температури та градієнту концентрації. Отже, за рахунок термоциклів можливо не тільки прискорювати процес дифузійного насичення, а й контролювати його.

Відповідно до викладеного вище, на першому півциклі процесу (стадія дифузійного насичення) відбувається азотування при проточному подаванні робочої суміші газів у вакуумну камеру установки. При цьому поверхня деталі насичується азотом з утворенням нітридної зони. Згідно з законом дифузії Фіка найбільш активно процес протікає перші 15-30 хвилин. Для максимального використання тільки найбільш активних періодів дифузійного процесу, саме цей час і було обрано у якості тривалості півциклів насичення та розсіювання азотованого шару. Такий підхід призводить до значного підвищення швидкості формування дифузійного шару.

Далі, на другому етапі (стадія розсіювання) подачу робочої суміші газів припиняють. При цьому відбувається її дисоціація, а азотний потенціал падає практично до нуля. Оскільки нітридна зона складається з метастабільних фаз, у яких азот є активним та здатним до дифузії, створюється високий градієнт концентрації на межі нітридної зони та зони внутрішнього азотування. Починається процес вирівнювання концентрацій, при якому дифузія азоту відбувається переважно в глибину деталі, яка підлягає обробці. Процес формування азотованого шару значно прискорюється.

На етапі катодного очищення контролюється температура розігріву деталі T_d та час очищення. Якщо протягом 5-20 хв. деталь не нагрівається до температури $T_d = 200^\circ\text{C}$, то на 30...40 В збільшують напругу, яка подається на установку, знову вимірюють температуру та приймають рішення щодо необхідності подальшого збільшення напруги — і так рухаються за циклом. Якщо ж T_d перебільшує 350°C — на 5... 10 Па зменшують тиск у вакуумній камері, вимірюють температуру та приймають рішення щодо необхідності подальшого зменшення тиску.

На етапі дифузійного насичення контролюється температура розігріву деталі T_d та час насичення. Якщо T_d перебільшує 540°C — на 30...40В зменшують напругу, яка подається на катод, знову вимірюють температуру та приймають рішення щодо необхідності подальшого зменшення напруги — і так рухаються за циклом. Якщо ж температура деталі T_d стає меншою за 420°C , то на 30...40В збільшують напругу, яка подається на катод, знову вимірюють температуру та приймають рішення щодо необхідності подальшого збільшення напруги — і так рухаються за циклом. У разі, коли напругу підвищено до 1100 В, а температура T_d залишається меншою за 420°C — на

5...10 Па підвищують тиск у вакуумній камері, вимірюють температуру та приймають рішення щодо необхідності подальшого підвищення тиску. На етапі охолодження у вакуумній камері контролюють температуру деталі, наприкінці етапу Т має бути близько кімнатної.

Висновки. Застосовування катодного розпилювання в середовищі аргон – водень в співвідношенні 4:1 при тискові 40 Па, температурі 420 °С, напрузі 500 В протягом 1 год при тривалості дії імпульсу 100 мкс ефективно очищує поверхню та сприяє формуванню рівномірної обробки.

Періодичне чередування циклів насичення та розсіювання азотованого шару при максимально можливому зниженні насичуючої здатності атмосфери в умовах циклічної зміни температури підвищує коефіцієнт дифузії. Застосування термоциклів прискорює процес дифузійного насичення, та дає змогу контролювати його.

Розроблено ефективну технологію ІА алюмінієвих сплавів товщиною шару до 20 мкм з забезпеченням формування однорідних міцно зчеплених з основою шарів на всіх деталях партії.

Список літератури

1. Aluminium alloy composite material with intermetallic compound finely dispersed in matrix among reinforcing elements. Пат. 5449421 США, МКИ C22C21/00. Опубл. 12.09.95.
2. Leichtmetallkolben. Заявка 4019983 ФРГ, МКИ P02P3/04. Опубл. 02.01.92.
3. Yamaguchi Hiroshi. Технология твердого анодирования и испытания покрытия // Intern. Combust. Engine - 1990 – 29, №12-р. 57-62.
4. Murakami Shoji. Plasma jet sprayed alumina coating on automobile piston // SAE Techn. Pap. Ser.- 1987, №870158, p. 179-184.
5. Bransden A.S. Et al laser hardening of ring grooves in medium speed diesel engine piston // Surface Eng. - 1986, 2, №2, p. 107-113.
6. Поршень двигателя внутреннего сгорания. Пат. 2167326 Россия, МПК P02P3/00. Опубл. 20.05.2001.
7. Батыров Н.И., Радченко М.В., Хворов М.О. и др. Промышленное электронно-лучевое упрочнение поршней из сплава АК 21М 2, 5Н2.5 // 4 Всес. конф. по сварке цв. мет., Мариуполь, 4-7 сент. 1990: Тез.докл. - Киев, 1990. - С. 58-59.
8. Чаттерджи-Фишер Р., Зйзел Ф.В., Хоффман Р. и др. Азотирование и карбонитрирование.: Пер. С нем. / Под ред. А.В. Супова. – М.: Металлургия, 1990. – 279 с.
9. Jom Larsen-Basse. Surface engineering and the new millennium // Surface Engineering. – 1998. – V. 14, №2. – P. 81 -83.
10. Stupnicki Jacek. Trends of experimental mechanics // Mech. teor. and stosow. – 1996. – 34, № 2. – P. 207-233.

Borys Ljashenko, Prof., DSc

National Academy of sciences of Ukraine G.S. Pisarenko institute for problems of strength

Sergiy Markovich, Assos. Prof., PhD tech. sci, Sergiy Myhajlyta, post-graduate

Central Ukrainian National Technical University, Kropivnitskiy, Ukraine

Development of the Technological Process of Vacuum Nitriding of Engine Pistons in the Pulsating Plasma Beam

Principal reasons which hinder the decision of task of improvement of auto of tractor engines internal combustion on the base of application of strengthening ionic nitriding layers are certain in the article, in particular it is not enough to high-rate of saturation of superficial layers of metal nitrogen (through low working pressure of gas) and possibilities of transition of glow-discharge in arc, that can result in melting of surface of detail which is processed. Effective technology of a vacuum nitriding is developed in the pulsating bunch of plasma. The method of the effective cleaning of surface of pistons is thus applied by cathode dispersion in an environment an argon is hydrogen, that is instrumental in forming of even treatment. Correlation is an argon – hydrogen at cathode dispersion is 4:1 at to pressure 40 Pa, to the temperature 420 °C, to tension 500 V during 1 hour at duration of action of impulse 100 mkm effectively clears a surface and instrumental in forming of even treatment.

Application of periodic alternation of cycles of saturation and dispersion of the nitrided layer allowed not only to accelerate the process of diffusive saturation but also control it. Periodic alternation of cycles of saturation and dispersion of the nitrided layer at the maximally possible decline of saturant ability of atmosphere in the conditions of cyclic change of temperature promotes the coefficient of diffusion.

Effective technology of the ionic nitriding of aluminium alloys is developed in thick layers to 20 mkm with providing of forming of homogeneous, firmly coupled with basis layers on all of details of party.

auto-tractor engines, piston heads, vacuum nitriding in a pulsating plasma beam

Одержано 14.11.17

УДК 631.362:532

В.П. Ольшанський, проф., д-р ф.-м. наук, С.О. Харченко, доц., канд. техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м. Харків, Україна, E-mail: kharchenko_mtf@ukr.net

До розрахунку зернопотоку суміші змінної пористості по плоскому віброрешету

На підставі континуальної моделі вібророзрідженого сипкого середовища виведено й апробовано розрахунками замкнені формули для наближеного обчислення швидкості зернопотоку і продуктивності плоского віброрешета, нахиленого до горизонту, при русі по ньому шару дрібнозернистої суміші змінної пористості або питомої маси. В основу теоретичної моделі покладено двопараметричну реологічну залежність, де, крім лінійного в'язкого опору деформації зсуву, врахована наявність у вібророзрідженій суміші залишкового сухого тертя, яке прийнято пропорційним надлишковому внутрішньому тиску. Розподіл концентрації зернівок по товщині рухомого шару сепарованого матеріалу апроксимовано квадратним трьохчленом, коефіцієнти якого залежать від амплітуди і частоти коливань віброрешета та стану його робочої поверхні (наявності ребер, рифлів, тощо). У ході проведених розрахунків досліджено вплив різних чинників на основні кінематичні характеристики зернопотоку. На відміну від відомих досліджень з даної тематики, запропонований тут спосіб розрахунку не потребує числового комп'ютерного інтегрування нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

плоске нахилене віброрешето, усталений зернопотік, змінна пористість, лінійно-в'язкий опір, залишкове сухе тертя, квадратний трьохчлен, швидкість руху, продуктивність решета

В.П. Ольшанский, проф., д-р ф.-м. наук, С.А. Харченко, доц., канд. техн. наук

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина

К расчету зернопотока смеси переменной пористости по плоскому виброрешету

На основе континуальной модели виброоживленной сыпучей среды выведено и апробировано расчетами замкнутые формулы для приближенного вычисления скорости зернопотока и производительности плоского виброрешета, наклоненного к горизонту, при движении по нему слоя мелкозернистой смеси переменной пористости или плотности. В теоретическую модель заложено двухпараметрическую реологическую зависимость, где, кроме линейного вязкого сопротивления сдвигу, учтено наличие в виброоживленной смеси остаточного сухого трения, которое принято пропорциональным избыточному внутреннему давлению. Распределение концентрации зерен по толщине движущегося слоя сепарированного материала аппроксимировано квадратным трехчленом, коэффициенты которого зависят от амплитуды и частоты колебаний виброрешета и состояния его рабочей поверхности (наличия ребер, рифлей и пр.). В ходе проведенных расчетов исследовано влияние различных факторов на основные кинематические характеристики зернопотока. В отличие от известных исследований по данной тематике, предложенный здесь способ расчета не требует численного компьютерного интегрирования нелинейных дифференциальных уравнений второго порядка.

© В.П. Ольшанський, С.О. Харченко, 2017

плоское наклоненное виброрешето, установившийся зернопоток, переменная пористость, линейно-вязкое сопротивление, остаточное сухое трение, квадратный трехчлен, скорость движения, производительность решета

Постановка проблеми та аналіз останніх досліджень. При математичному моделюванні руху шару дрібнозернистої суміші по плоскому виброрешету в роботах [1-5] розв'язують дві задачі. Перша – це розрахунок розподілу концентрації зернівок по товщині рухомого шару, який проводять числовим інтегруванням на комп'ютері нелінійного диференціального рівняння другого порядку. Одержаний розподіл у вигляді масиву чисел потім використовують у другій задачі при числовому інтегруванні рівняння руху, щоб визначити швидкість зернопотоку, продуктивність виброрешета та питоме його завантаження. Тут пропонується більш пр

остий спосіб розрахунку кінематичних характеристик зернопотоку, який не потребує числового інтегрування диференціальних рівнянь. Запропонована апроксимація розподілу концентрації зернівок по товщині рухомого шару зерноsumіші квадратним трьохчленом дає можливість одержати аналітичний розв'язок диференціального рівняння руху і внаслідок цього отримати наближені замкнені компактні розрахункові формули.

Постановка завдання. Метою статті є розробка та апробація наближеного аналітичного способу обчислення кінематичних характеристик зернопотоку при усталеному русі шару сепарованого матеріалу по плоскому виброрешету, нахиленому до горизонту.

Виклад основного матеріалу. При викладенні матеріалу статті використовуємо розрахунок схему, подану на рис. 1.

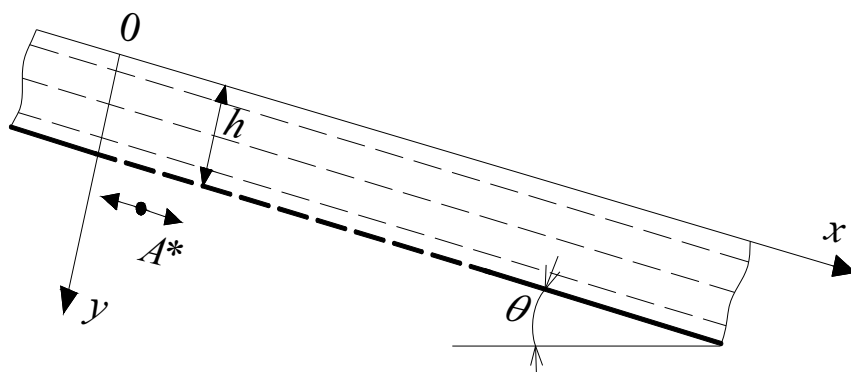


Рисунок 1 – Розрахункова схема руху шару зернової суміші на плоскому виброрешеті

Тут h – товщина рухомого шару суміші; θ – кут нахилу решета до горизонту; A^* – амплітуда повздовжніх коливань решета з круговою частотою ω ; x, y – відповідно повздовжня і поперечна координати; $u = u(y)$ – швидкість зернопотоку в напрямі вісі Ox .

Концентрацію зернівок $v = v(y)$ в роботах [1-5] знаходять числовим інтегруванням наступної задачі Коші:

$$\frac{d}{dy} \left[\alpha \psi \left(\frac{dv}{dy} \right)^2 \right] - \gamma g \cos \theta v = 0; \quad (1)$$

$$v(0) = v_0; \quad \frac{d}{dy} \left[\alpha \psi \left(\frac{dv}{dy} \right)^2 \right] - \gamma g \cos \theta v = 0.$$

$$\text{При цьому } \psi = \frac{\sqrt{1 + \varphi^2} - \varphi}{\varphi}; \quad \varphi = \frac{f_0}{2} (1 + e^{-B}); \quad B = \frac{A^* \omega^2}{g};$$

f_0 – коефіцієнт внутрішнього сухого тертя в суміші в стані спокою;

g – прискорення вільного падіння;

γ – питома маса матеріалу зернини;

α – феноменологічна стала, значення якої залежать від наявності на поверхні решета ребер, рифлів, тощо;

v_0 – концентрація зернівок біля вільної поверхні шару $y = 0$.

Аналіз числових результатів, одержаних інтегруванням рівняння (1), показав, що функцію $v(y)$ можна наблизити квадратним трьохчленом [6, 7]:

$$v = v(y) = v_0 + \frac{a}{h} y + \frac{b}{h^2} y^2, \quad (2)$$

$$\text{де } a = 0,3483 v_0 \left(\frac{\beta h^3}{v_0} \right)^{0,5263}; \quad b = 0,6797 v_0 \left(\frac{\beta h^3}{v_0} \right)^{0,5263}; \quad \beta = \frac{\gamma g \cos \theta}{2 \alpha \psi}.$$

Для значень параметрів, що відповідають практиці сепарування, похибка апроксимації (2) знаходиться в межах одного відсотка.

Отже, далі, замість числового інтегрування рівняння (1), використовуємо наближення (2).

Щоб знайти швидкість усталеного зернопотоку, проінтегруємо диференціальне рівняння руху:

$$\frac{du}{dy} = -\frac{\gamma g}{\mu} (\sin \theta - f \cdot \cos \theta) \int_0^y v(t) dt, \quad (3)$$

при умові, що

$$u(h) = u_0. \quad (4)$$

Тут μ, f – реологічні сталі, що характеризують відповідно в'язке і залишкове сухе тертя у вібророзрідженій суміші при її зсуві; u_0 – швидкість ковзання суміші по поверхні решета.

Розв'язок задачі Коші, поданої виразами (3) і (4), має вигляд:

$$u = u(y) = 2c \int_y^h \left(\int_0^y v(t) dt \right) dy + u_0, \quad (5)$$

$$\text{де } c = \frac{\gamma g (\sin \theta - f \cdot \cos \theta)}{2\mu}.$$

Підставивши в (5) вираз (2), інтегруванням виводимо формулу швидкості зернопотоку:

$$u(y) = c \left[v_0 (h^2 - y^2) + \frac{a}{3h} (h^3 - y^3) + \frac{b}{6h^2} (h^4 - y^4) \right] + u_0. \quad (6)$$

При $a = b = 0$, $\gamma v_0 = \rho$ залежність (6) переходить у ту, що одержали раніше в [8, форм. (2.4)], для однорідної суміші.

Згідно з (6), максимальна швидкість зернопотоку подається виразом:

$$\max u = u(0) = c \cdot h^2 \left(v_0 + \frac{a}{3} + \frac{b}{6} \right),$$

а значення середньої швидкості u_{cp} становить:

$$u_{cp} = \frac{1}{h} \int_0^h u(y) dy = c \cdot h^2 \left(\frac{2}{3} v_0 + \frac{a}{4} + \frac{2b}{15} \right).$$

Для обчислення продуктивності решета P підставимо в інтеграл

$$P = \gamma H \int_0^h v(y) u(y) dy$$

вирази (2) і (6). Це дає:

$$P = \gamma H h \left\{ u_0 \left(v_0 + \frac{a}{2} + \frac{b}{3} \right) + c \cdot h^2 \left[v_0 \left(\frac{2}{3} v_0 + \frac{a}{2} + \frac{4b}{15} \right) + \frac{a}{4} \left(\frac{2a}{5} + \frac{4b}{9} \right) + \frac{2b^2}{63} \right] \right\}. \quad (7)$$

Тут H ширина робочої частини решета.

Таким чином, розрахунок основних кінематичних характеристик зернопотоку зводиться до використання компактних розрахункових формул.

З метою апробації виведених формул проведено розрахунки при $A^* = 0,0075$ м; $\omega = 41,86$ с⁻¹; $\theta = 8^\circ$; $\gamma = 1350$ кг/м³; $f_0 = 0,47$; $u_0 = 0$; $h = 0,01$ м та різних v_0 , μ , f . Обчислені по формулі (6) значення $u(y)$ при $\mu = 0,1$ Па·с; $f = 0,05$ та різних v_0 і y записано в чисельники в табл. 1.

Таблиця 1 – Обчислені двома способами значення швидкості зернопотоку при різних v_0 і y

y/h	$v_0 = 0,3$	$v_0 = 0,4$	$v_0 = 0,5$
	Значення $10 \cdot u(y)$, м/с		
0,0	<u>1,944</u>	<u>2,561</u>	<u>3,176</u>
	1,939	2,556	3,170
0,1	<u>1,926</u>	<u>2,537</u>	<u>3,146</u>
	1,921	2,532	3,140
0,2	<u>1,872</u>	<u>2,465</u>	<u>3,056</u>
	1,867	2,460	3,050
0,3	<u>1,781</u>	<u>2,344</u>	<u>2,905</u>
	1,777	2,340	2,900
0,4	<u>1,651</u>	<u>2,173</u>	<u>2,691</u>
	1,648	2,169	2,687
0,5	<u>1,483</u>	<u>1,950</u>	<u>2,414</u>
	1,481	1,947	2,411
0,6	<u>1,274</u>	<u>1,674</u>	<u>2,071</u>
	1,272	1,672	2,069
0,7	<u>1,023</u>	<u>1,343</u>	<u>1,661</u>
	1,022	1,342	1,659
0,8	<u>0,729</u>	<u>0,955</u>	<u>1,180</u>
	0,728	0,954	1,179

У знаменниках вказано $u(y)$, одержані по формулі (9), що в роботі [9]. Розбіжності відповідних значень швидкості в чисельниках і знаменниках несуттєві. Це підтверджує вірогідність формули (6).

Результати обчислень P по формулі (7) при $v_0 = 0,4$ та різних μ і f записано в чисельниках у табл. 2. У знаменниках вказано P , які було одержано іншим способом у роботі [9], Малі розбіжності результатів підтверджують вірогідність формули (7).

Записані в табл. 2 значення продуктивності решета суттєво залежать від значень реологічних сталих.

Таблиця 2 – Обчислені двома способами значення продуктивності решета при різних μ і f

μ , Па·с	$f = 0,03$	$f = 0,05$	$f = 0,07$
	Значення P/H , кг/(м·с)		
0,1	<u>1,244</u>	<u>1,019</u>	<u>0,794</u>
	1,240	1,015	0,791
0,12	<u>1,037</u>	<u>0,849</u>	<u>0,661</u>
	1,033	0,846	0,659
0,14	<u>0,888</u>	<u>0,728</u>	<u>0,567</u>
	0,886	0,725	0,565
0,16	<u>0,777</u>	<u>0,637</u>	<u>0,496</u>
	0,775	0,635	0,494

Висновки. Розглянутий тут спосіб аналітичного розрахунку зернопотоку суміші по плоскому віброрешету, з урахуванням зміни пористості по товщині рухомого шару, може бути альтернативою іншим відомим методам розрахунку. Він досить точний і простий у реалізації, оскільки зводиться до використання компактних розрахункових формул.

Список літератури

1. Тищенко, Л.Н. К исследованию движения зерновой смеси на решете под действием вибраций [Текст] / Л.Н. Тищенко, М.В. Пивень // Науковий вісник НАУ. – К.: НАУ, 2002. – Вип. 49. – С. 329-336.
2. Пивень, М.В. Обоснование параметров процесса решетного сепарирования зерновых смесей [Текст] : дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 / М.В. Пивень. – Харьков: ХНТУСХ им. П. Василенко, 2006. – 260 с.
3. Тищенко, Л.Н. Исследование послойного движения зерновых смесей на плоских вибрационных решетках [Текст] / Л.Н. Тищенко, А.В. Миняйло, М.В. Пивень, С.А. Харченко // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59. Т. 1. – С. 69-76.
4. Тищенко, Л.Н. К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетах [Текст] / Л.Н. Тищенко, С.О. Харченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow, 2013. – Vol. 15, № 7. – P. 94-99.
5. Tishchenko, L. Identification of a mixture of grain particle velocity through the holes of the vibrating sieves grain separators [Text] / L. Tishchenko, S. Kharchenko, F. Kharchenko, V. Bredykhin, O. Tsurkan // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2016. – Т.2. №7(80). – P.63-69.
6. Ольшанський, В.П. Апроксимація розподілу пористості в шарі зерноsumіші на плоскому віброрешеті [Текст] / В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський, М.В. Любін // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця, 2016. – № 2 (82). – С. 94-99.
7. Ольшанський, В.П. Про квадратичну апроксимацію розподілу питомої маси в шарі вібросепарованої зерноsumіші [Текст] / В.П. Ольшанський, О.В. Ольшанський // Інженерія переробних і харчових виробництв. – Харків, 2016. – № 2 (2). – С. 66-70.

8. Ольшанський, В.П. Математичні моделі зернопотоків по віброрешетах [Текст] / В.П. Ольшанський, О.В. Ольшанський. – Харків: Міськдрук, 2016. – 140 с.
9. Ольшанський, В.П. Про рух зерноsumіші змінної пористості на плоскому віброрешеті [Текст] / В.П. Ольшанський, О.В. Ольшанський // Інженерія переробних і харчових виробництв. – Харків, 2016. – № 2 (2). – С. 61-65.

Vasily Olshansky, Prof., Dsc., Sergey Kharchenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine

To calculation of grain mixture stream of variable porosity on the flat vibrosieve

On the basis of continual model of the vibrofluidized friable environment it is shown out and approved by calculations the reserved formulas for the close calculation of speed of grain stream and productivity of the flat vibrosieve inclined to horizon, at motion on it layer of fine-grained mixture of variable porosity or density.

Two-parameter rheological dependence is stopped up in a theoretical model, where, except linear viscid resistance to the change, a presence is taken into account in the vibrofluidized mixture of remaining dry friction that is accepted by proportional to surplus internal pressure. Distribution of concentration of grains on thickness of a moving layer of the separated material is approximated by a square trinomial, which coefficients depend on amplitude and the frequency of fluctuations of a vibrosieve and a condition of its working surface (presences of ribs, rifles, etc.). During the conducted calculations, influence of different factors is investigational on basic kinematics descriptions of grain stream.

Unlike well-known researches on this subjects, an offer here method of calculation does not require numeral computer integration of nonlinear differential equalizations the second order.

the flat inclined vibrosieve, the steady grain flow, variable porosity, linear- viscous resistance, residual dry friction, square trinomial, the speed of motion, the productivity of sieve

Одержано 08.11.17

УДК 621.57

**В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук, С.М. Анастасенко, канд. техн. наук,
М.В. Святецький, канд. техн. наук, І.А. Капура, канд. техн. наук**

*Первомайська філія Національного університету кораблебудування імені адмірала
Макарова, м. Первомайськ, Україна, E-mail: oshovskyikt@ukr.net*

Енергозберігаючі зразкові цикли для охолоджуючих термотрансформаторів

В статті проаналізована енергетична ефективність цикла Лоренца залежно від інтервалу температур робочого тіла в процесах теплообміну з зовнішніми джерелами. Також доведено, що термодинамічний цикл зі ступінчастою регенерацією тепла найбільш ефективний для охолодження у найбільшому температурному інтервалі, тобто при охолодженні потоку речовини від температури навколишнього середовища. Окрім того, при збільшенні числа ступіней регенерації тепла, наприклад в ресорбційних термотрансформаторах, значно зменшується інтервал температур робочого тіла в процесі відведення тепла у навколишнє середовище. Це сприяє наближенню цикла до трикутного, тобто з найменшою витратою енергії на стиск робочого тіла. Впровадження цикла зі ступінчастою регенерацією тепла, який можна реалізувати у ресорбційних охолоджуючих термотрансформаторах, буде сприяти енергозбереженню в технологіях охолодження потоків речовин у різних галузях, в тому числі і в сільському господарстві.

термотрансформатор, трикутний, цикл, охолодження, ступінчастий, регенерація, тепло

© В.Я. Ошовський, С.М. Анастасенко, М.В. Святецький, І.А. Капура, 2017

В.Я. Ошовский, доц., канд. техн. наук, С.Н. Анастасенко, канд. техн. наук, Н.В. Святецкий, канд. техн. наук, И.А. Капура, канд. техн. наук

Первомайский филиал Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова, г. Первомайск, Украина

Енергосберегающие образцовые циклы для охлаждающих термотрансформаторов

В статье проанализирована энергетическая эффективность цикла Лоренца в зависимости от интервала температур рабочего тела в процессах теплообмена с внешними источниками. Также доказано, что термодинамический цикл со ступенчатой регенерацией тепла наиболее эффективен для охлаждения в наибольшем температурном интервале, т.е. при охлаждении потока вещества от температуры окружающей среды. Кроме того, при увеличении числа ступеней регенерации тепла, например в ресорбционных термотрансформаторах, значительно уменьшается интервал температур рабочего тела в процессе отвода тепла в окружающую среду. Это способствует приближению цикла к треугольному, т.е. с наименьшим расходом энергии на сжатие рабочего тела. Использование цикла со ступенчатой регенерацией тепла, который можно реализовать в ресорбционных охлаждающих термотрансформаторах, будет способствовать энергосбережению в технологиях охлаждения потоков веществ в различных отраслях, в том числе и в сельском хозяйстве.

термотрансформатор, треугольный, цикл, охлаждение, ступенчатый, регенерация, тепло

Постановка проблеми. В сільському господарстві та в різних галузях промисловості з кожним роком все більш актуальною стає проблема енергозбереження. Тому розробка і дослідження енергетично ефективних циклів для термотрансформаторів у вигляді машин і установок для охолодження, кондиціонування повітря та теплопостачання, які можуть використовувати енергію, як механічну так і низькопотенційних природних джерел та вторинних енергоресурсів (ВЕР) є актуальним завданням. В Україні є великі резерви щодо впровадження новітніх технологій економії енергії та використання викидів тепла ВЕР та інших альтернативних джерел енергії, визначених Законом України “Про альтернативні джерела енергії” [1]. Наприклад, якщо використовувати електричну або теплову енергію для теплопостачання житлових будинків не безпосередньо, а через теплові насоси, принцип роботи яких такий же, як холодильних машин, то можна отримувати необхідної енергії в 1,5...3 рази більше при тих же витратах [2]. Це є великою перспективою енергозбереження в ряду з використанням інших альтернативних джерел енергії.

При охолодженні потоків рідких або газоподібних речовин, наприклад молока, соків, вин, повітря та ін., від температури навколишнього середовища до заданої низької температури тепло від охолоджуваної речовини в навколишнє середовище звичайно відводять за допомогою холодильних машин, в яких робоче тіло, чистий агент, кипить при постійній температурі (цикл Карно). Температура ж потоку охолоджуваної речовини в процесі теплообміну з робочим тілом змінна. Це сприяє втратам енергії, пов'язаним із зовнішньою необоротністю. Для їх зменшення робоче тіло холодильної машини повинно копіювати хід температури охолоджуваної речовини [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Цикли зі змінними температурами робочого тіла в процесах теплообміну з зовнішніми джерелами тепла можна реалізувати в сорбційних термотрансформаторах, в яких робочими тілами є не чисті агенти, а розчини агентів в абсорбентах. В них тепло до розчину підводиться в процесі дегазації (википанні з кріпкого розчину частини агенту при нижому тиску), а відводиться в процесі ресорбції (поглинанні слабким розчином пари агенту при вищому тиску). В розвинутих країнах прогнозують перспективність використання сорбційних машин в рішеннях проблем енергозбереження [4].

Зворотній цикл зі змінними температурами робочого тіла в процесах теплообміну із зовнішніми джерелами (рис. 1,а) запропонований Г.Лоренцом [5].

В.С. Мартиновський та І.М. Шнайд встановили, що в два рази ефективнішим за цикл Карно є "трикутний" цикл (рис. 1,б) Лоренца [3, 5].

Але ефективний трикутний цикл передбачає відведення тепла циклу при постійній температурі, що є ще не вирішеною проблемою. Одним з методів наближення циклу до трикутного є, в першу чергу, розробка зразкових циклів для сорбційних термотрансформаторів, які мають широкий інтервал температур робочого тіла циклу при підведенні до нього тепла та мінімальний інтервал при відведенні.

Постановка завдання. Метою статті є розробка і дослідження енергозберігаючих зразкових зворотніх циклів для охолодження потоків речовин при змінній температурі робочого тіла ресорбційного термотрансформатора в процесі охолодження, які за коефіцієнтом перетворення наближаються до найбільш ефективного трикутного цикла Лоренца.

Виклад основного матеріалу. Дослідження розроблених зразкових зворотніх циклів зі змінними температурами робочого тіла в процесах теплообміну з зовнішніми джерелами проводилося методом термодинамічного аналізу з метою вибору найефективніших циклів для умов охолодження потоків речовин від температури навколишнього середовища. Для виконання аналізу встановлено такі внутрішні і зовнішні умови [3, 6, 7]: процеси циклу внутрішньо оборотні; у процесах теплообміну робочого тіла із зовнішніми джерелами температурні напори дорівнюють нулю; процеси внутрішнього теплообміну в циклі оборотні; питомі теплоємності робочого тіла в кожному процесі теплообміну постійні; диференціальні ефекти ізоентропійних процесів розширення і стиснення постійні для кожного процесу.

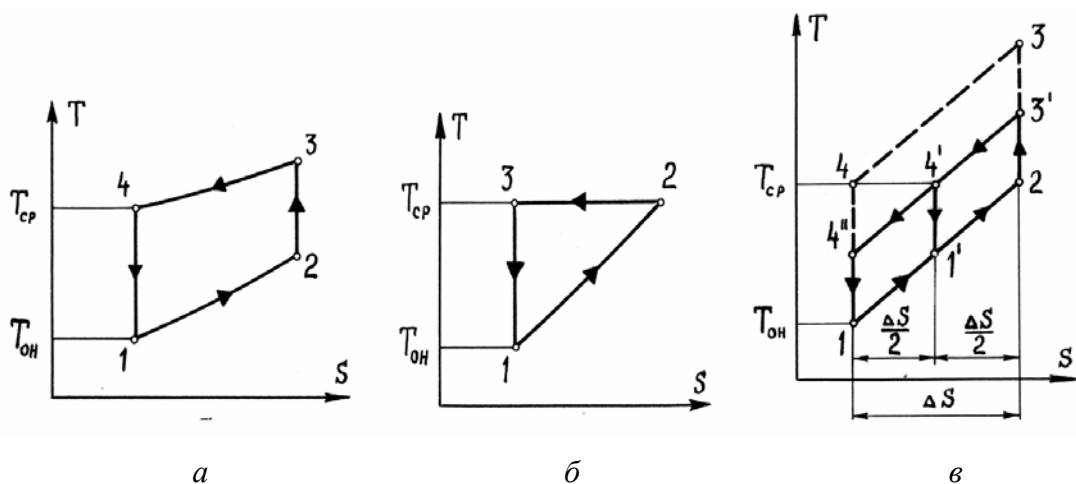
Такі умови дозволяють при конкретних заданих температурних режимах охолоджуваної речовини і навколишнього середовища порівнювати ефективність зразкових циклів для умов охолодження як при змінній, так і при постійній температурах, а також визначати вплив неізотермічності зовнішніх процесів.

Слід зазначити, що вища температура робочого тіла в процесі відведення від нього тепла визначається тільки можливостями циклу і властивостями робочого тіла. Так, в циклі Карно вища температура дорівнює нижчій, а в циклі Лоренца (рис. 1,а) вона визначається типом циклу і залежністю $T=f(s)$ для робочого тіла в цьому процесі.

Трикутний цикл Лоренца (рис. 1, б), тобто цикл з ізотермічним стисненням робочого тіла і повною (від температури навколишнього середовища) неізотермічністю робочого тіла в процесі охолодження є термодинамічно найефективнішим. Але на практиці ще нема компресорів для ізотермічного стиснення парорідинної суміші з відведенням тепла, що не дає можливості виконання цього процесу. Можна значно зменшити неізотермічність процесу відведення тепла за рахунок внутрішніх процесів рекуперації тепла та значному зменшенні при цьому ступеню стиснення робочого тіла у циклі.

Покажемо спочатку, як впливає неізотермічність робочого тіла циклу в процесах теплообміну з зовнішніми джерелами 1-2 і 3-4 на коефіцієнт перетворення зразкового циклу Лоренца 1-2-3-4-1, зображеного на рис. 1,а [3].

$$\varepsilon_{\pi} = \frac{q_{1-2}}{q_{3-4} - q_{1-2}}. \quad (1)$$



a – Лоренца; *б* – трикутний; *в* – Лоренца 1-2-3-4-1 та ступінчастий 1-1'-2-3'-4'-4''-1

Рисунок 1 - Цикли з неізотермічністю робочого тіла в процесах теплообміну

За рівнянням другого закону термодинаміки $q = \int T ds$, при охолодженні до помірних температур достатню точність і більшу наочність отриманих характеристик дає визначення середніх температур процесів 1-2 та 3-4 як середніх арифметичних. При зміні температури від 300 до 220 К відхилення середньої арифметичної температури від середньої логарифмічної складає всього 0,8%. В цьому випадку

$$\varepsilon_{\text{л}} = \frac{T_1 + T_2}{(T_4 + T_3) - (T_1 + T_2)}. \quad (2)$$

Виразимо температуру T_2 через величину неізотермічності робочого тіла ΔT_0 в процесі охолодження 1-2

$$T_2 = T_1 + \Delta T_0, \quad (3)$$

а температуру T_3 – через величину неізотермічності робочого тіла $\Delta T_{\text{ср}}$ в процесі відводу тепла в навколишнє середовище 3-4

$$T_3 = T_4 + \Delta T_{\text{ср}}. \quad (4)$$

Тоді коефіцієнт перетворення для циклу Лоренца

$$\varepsilon_{\text{л}} = \frac{T_1 + \frac{\Delta T_0}{2}}{(T_4 - T_1) - \frac{\Delta T_0}{2} + \frac{\Delta T_{\text{ср}}}{2}}. \quad (5)$$

Погрішність визначення $\varepsilon_{\text{л}}$ за формулою (5) незначна, при $T_1=220\text{K}$, $\Delta T_0=80\text{K}$ та $\Delta T_{\text{ср}}=80\text{...}0\text{K}$ погрішність складає 1,6...5,8%.

Визначимо вплив ΔT_0 та $\Delta T_{\text{ср}}$ на $\varepsilon_{\text{л}}$ диференціюванням виразу (5)

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{л}}}{\partial \Delta T_0} = \frac{T_4 + \frac{\Delta T_{\text{ср}}}{2}}{2 \left[(T_4 - T_1) - \frac{\Delta T_0}{2} + \frac{\Delta T_{\text{ср}}}{2} \right]^2}, \quad (6)$$

$$\frac{\partial \varepsilon_{\text{л}}}{\partial \Delta T_{\text{cp}}} = - \frac{T_1 + \frac{\Delta T_0}{2}}{2 \left[(T_4 - T_1) - \frac{\Delta T_0}{2} + \frac{\Delta T_{\text{cp}}}{2} \right]^2} . \quad (7)$$

Порівнюючи праві частини першого і другого виразів за абсолютною величиною, отримаємо

$$2(T_4 - T_1) + \Delta T_{\text{cp}} > \Delta T_0, \quad (8)$$

де $T_4 - T_1 = \Delta T_{0 \text{ max}}$, тобто дорівнює максимальному значенню ΔT_0 , яке відповідає охолодженню потоку речовини від температури середовища T_4 до T_1 ; ΔT_{cp} не може бути від'ємною величиною. Тоді

$$\left| \frac{\partial \varepsilon_{\text{л}}}{\partial \Delta T_0} \right| > \left| \frac{\partial \varepsilon_{\text{л}}}{\partial \Delta T_{\text{cp}}} \right|. \quad (9)$$

Таким чином $\varepsilon_{\text{л}}$ зростає при розширенні ΔT_0 значно більше, чим при звужуванні ΔT_{cp} . При $\Delta T_0 = \Delta T_{0 \text{ max}} = T_2 - T_1 = T_4 - T_1$ (рис. 1 в)

$$\varepsilon_{\text{л}} = \frac{T_1 - T_4}{(T_4 - T_1) + \Delta T_{\text{cp}}}. \quad (10)$$

В зразковому циклі Карно при охолодженні потоку від T_2 до T_1 , де $T_2 \leq T_4$, відведення тепла в навколишнє середовище буде ізотермічним, тобто при $T_4 = T_3 = \text{const}$. Холодильний коефіцієнт цього циклу

$$\varepsilon_{\text{к}} = \frac{T_1}{T_4 - T_1}. \quad (11)$$

З порівняння виразів (5) і (11) видно, що при певному значенні ΔT_{cp} , для циклу Лоренца, $\varepsilon_{\text{л}} = \varepsilon_{\text{к}}$. Найдмо це значення, прирівнюючи праві частини виразів (5) і (11)

$$\Delta T_{\text{cp}} = \frac{T_4}{T_1} \Delta T_0. \quad (12)$$

Порівнювання зразкових циклів Лоренца (рис. 1, а) і Карно дозволяє визначити раціональні межі їх використання. Так,

$$\text{при } \Delta T_{\text{cp}} > \frac{T_4}{T_1} \Delta T_0 \text{ або } \frac{\Delta T_{\text{cp}}}{\Delta T_0} > \frac{T_{\text{cp}}}{T_{0\text{H}}} \quad \varepsilon_{\text{л}} < \varepsilon_{\text{к}}; \quad (13)$$

$$\text{при } \Delta T_{\text{cp}} < \frac{T_4}{T_1} \Delta T_0 \text{ або } \frac{\Delta T_{\text{cp}}}{\Delta T_0} < \frac{T_{\text{cp}}}{T_{0\text{H}}} \quad \varepsilon_{\text{л}} > \varepsilon_{\text{к}}. \quad (14)$$

Тут $T_4 = T_{\text{cp}}$ і $T_1 = T_{0\text{H}}$, тому що розглядаються зразкові цикли.

Таким чином, якщо при використанні зразкового цикла Лоренца для охолодження потоку відношення неізотермічностей робочого тіла в процесах теплообміну з верхнім і нижнім джерелами $\Delta T_{\text{cp}} / T_0$ менше, чим відношення нижчих температур середовища і потоку, що охолоджується $\Delta T_{\text{cp}} / T_{0\text{H}}$, то цикл Лоренца є термодинамічно більш ефективним порівняно зі зразковим циклом Карно.

З отриманих виразів можна зробити наступний висновок, що ефективність циклу Лоренца порівняно з циклом Карно підвищується при зменшенні $T_{\text{он}}$, ΔT_{cp} та при збільшенні T_{cp} і ΔT_0 .

Величина ΔT_{cp} в циклі Лоренца може бути зменшена підбором робочого тіла, зменшенням ступеня стискання робочого тіла при удосконаленні схеми циклу, а також зведена до мінімуму реалізацією процесу ізотермічного стискання робочого тіла.

Якщо в циклі Лоренца з повною неізотермічністю прийняти $\Delta T_{\text{cp}}=0$, то цей цикл перетворюється в трикутний. Тоді з виразу (10) холодильний коефіцієнт циклу

$$\varepsilon_{\text{л}} = \frac{T_1 + T_4}{T_4 - T_1}. \quad (15)$$

З пониженням T_1 енергетичні переваги трикутного циклу Лоренца порівняно з Карно зростають [3].

Удосконаленням зразкових циклів з неізотермічними процесами робочого тіла шляхом використання внутрішніх процесів рекуперації тепла можна значно зменшити ступінь стискання робочого тіла. При цьому в реальних термотрансформаторах можна значно зменшити витрати електричної енергії за рахунок використання високоефективних турбокомпресорів, наприклад відцентрових та осьових, які мають малі втрати енергії. При використанні для стиску пари термічних компресорів це дає можливість для роботи циклу утилізувати низькопотенціальне тепло ВЕР або природних джерел невисокої температури.

Для досягнення вказаної мети в обох випадках необхідна розробка зворотніх циклів з малим ступенем підвищення тиску робочого тіла. У циклах з постійною температурою робочого тіла в процесі охолодження для зменшення ступеню підвищення тиску застосовуються два методи [8]: каскадний, запропонований Р. Пікте в 1877 р., і з регенерацією тепла, розроблений В.Сименсом в 1857 р.

Каскадний цикл дозволяє великий інтервал стискання, характерний для єдиного циклу Карно, замінити значно меншими інтервалами в окремих циклах каскаду, зв'язаних теплообмінником.

Зменшення ступеню підвищення тиску в регенеративному циклі ґрунтується на використанні внутрішнього теплообміну між прямим і зворотним потоками робочого тіла. Принцип регенерації широко використовується в газових циклах [9]. В.С. Мартиновський відзначав, що застосування регенеративного газового циклу дозволяє значно зменшити інтервал стиску, що особливо важливо при використанні турбокомпресорів [3].

У системах з циклічними процесами використовуються також схеми, що поєднують каскад і регенерацію [8].

При змінності температури робочого тіла в процесах теплообміну можливості створення циклів з малим ступенем підвищення тиску значно ширші.

Так, на рис.1, в зображені цикл Лоренца 1-2-3-4-1 з повною неізотермічністю охолодження та змінною температурою відведення тепла в навколишнє середовище, а також в порівнянні з ним цикл 1-1'-2-3'-4'-4''-1 з одноступеневою регенерацією тепла. У одноступінчастому циклі зменшується ступінь підвищення тиску, а тепло, яке необхідне відняти в процесі 4'-4'' для досягнення тієї ж температури $T_{\text{он}}$ відводиться додатковою частиною робочого тіла (процес 1'-2), циркулюючої в контурі 1'-2-3'-4'-1'. У навколишнє середовище тепло від основної кількості робочого тіла і додаткової частини відводиться в процесі 3'-4'. При цьому вища температура T_3' процесу 3'-4' менше ніж T_3 в такому ж процесі порівнюваного циклу Лоренца. Можливі цикли з числом ступенів регенерації 1, 2, 3 і більше.

Розглянемо як впливає ступінчаста регенерація тепла на холодильний коефіцієнт зразкового циклу. Для спрощення приймемо обмеження, при якому теплоємності робочого тіла в процесах внутрішнього і зовнішнього теплообміну постійні. При цьому кількості робочого тіла, що беруть участь в процесі внутрішнього теплообміну, будуть рівні, Середні температури робочого тіла в процесах теплообміну визначатимемо приблизно, як середні арифметичні.

Позначимо $S_2 - S_1 = \Delta S$. Згідно умові $T_{4'} - T_{4''} = T_2 - T_1$, тоді $S_{4'} = S_{4''} = S_2 - S_1 = 0,5\Delta S$. Якщо частку робочого тіла в процесах 2-3'-4' прийняти рівній одиниці, то частки робочих тіл в процесах 1-2 та 1'-2 будуть дорівнювати по 0,5, а холодильний коефіцієнт зразкового одноступінчастого циклу приблизно

$$\varepsilon_{1-cm} = \frac{0,5 \times 0,5 \times (T_1 + T_2) \times \Delta S}{0,5(T_{3'} + T_{4'}) \times 0,5 \times \Delta S - 0,25(T_1 + T_2) \times \Delta S} = \frac{T_1 + T_2}{(T_{3'} + T_{4'}) - (T_1 + T_2)}. \quad (16)$$

Якщо врахувати, що $T_2 = T_{4'} = T_4$, то

$$\varepsilon_{1-cm} = \frac{T_1 + T_4}{(T_4 - T_1) + (T_{3'} - T_4)}. \quad (17)$$

Якщо позначити $T_3 - T_4 = \Delta T_{cp}$, то згідно прийнятим умовам неізотермічність робочого тіла при відводі тепла в навколишнє середовище для одноступінчастого циклу

$$\Delta T_{cp}^1 = T_{3'} - T_4 = \frac{1}{2} \Delta T_{cp}, \quad (18)$$

де $T_{3'}$ - вища температура робочого тіла в процесі відводу тепла в навколишнє середовище, верхній індекс «1» в цьому позначенні – число ступенів циклу (одна ступень).

Аналогічно:

– для 2-ступеневого циклу

$$\Delta T_{cp}^2 = T_{3^2} - T_4 = \frac{1}{2+1} \Delta T_{cp}, \quad (19)$$

– для 3-ступеневого

$$\Delta T_{cp}^3 = T_{3^3} - T_4 = \frac{1}{3+1} \Delta T_{cp}, \dots, \quad (20)$$

– для n -ступеневого

$$\Delta T_{cp}^n = T_{3^n} - T_4 = \frac{1}{n+1} \Delta T_{cp}. \quad (21)$$

Холодильний коефіцієнт зразкового одноступінчастого циклу з урахуванням (18)

$$\varepsilon_{1-cm} = \frac{T_1 + T_4}{(T_4 - T_1) + \frac{1}{2} \Delta T_{cp}}. \quad (22)$$

Аналогічно можна отримати холодильний коефіцієнт зразкового циклу з будь-яким числом ступенів n

$$\varepsilon_{n-cm} = \frac{T_1 + T_4}{(T_4 - T_1) + \frac{1}{n+1} \Delta T_{cp}}. \quad (23)$$

У випадку ізоентропічного стискання при $n \rightarrow \infty$ цикл за термодинамічною ефективністю наближається до трикутного (15)

$$\varepsilon_{n-cm} \rightarrow \frac{T_1 + T_4}{T_4 - T_1} = \varepsilon_{\Delta}. \quad (24)$$

Розділимо вираз (23) на (10) та визначимо як впливає число ступенів на холодильний коефіцієнт циклу. З урахуванням, що за прийнятими умовами $T_4 - T_1 = T_3 - T_2 = \Delta T_{cp}$

$$\frac{\varepsilon_{n-cm}}{\varepsilon_{0-cm}} = \frac{2(n+1)}{1(n+1)}, \quad (25)$$

при $n \rightarrow \infty$ $\varepsilon_{n-cm}/\varepsilon_{0-cm} \rightarrow 2$.

Таким чином, при збільшенні в циклі числа ступенів n регенерації тепла зменшується ступінь підвищення тиску і збільшується в $(2n+2)/(n+2)$ рази холодильний коефіцієнт. При змінній температурі відводу тепла в навколишнє середовище зменшуються неізотермічність цього процесу в $n+1$ раз і відповідно понижується вища температура T_3 в кінці процесу стискання. Холодильний коефіцієнт зі збільшенням n наближається до значення, яке відповідає трикутному циклу.

Слід зазначити, що практичні можливості використання описаних вище циклів залежать від їх схем, принципів і конструктивних особливостей апаратів і компресорів та властивостей робочих тіл. В приведених циклах з одного боку зменшуються енергетичні витрати на стискання робочого тіла, а з другого підвищуються втрати в процесах внутрішнього теплообміну, зменшенню яких сприяє досягнення еквідистантності процесів $\Delta q = f(T)$ в процесах рекуперативного теплообміну та підвищення коефіцієнтів теплопередачі. Тому необхідні розробка і дослідження найраціональніших схем і робочих тіл та оптимізація циклів, режимів роботи і конструкцій машин з використанням сучасних комп'ютерних технологій. Це дозволить за конкретних умов виробництва (початкова і кінцева температури охолодження, охолоджуюче середовище, наявність тепла ВЕР певної температури, потреба в тепловій енергії та ін.) вибирати оптимальні варіанти схем і циклів сорбційних машин для охолодження потоків речовин.

Висновки. Розробка сорбційних термотрансформаторів на основі ступінчастих зразкових циклів може зменшити ступінь стиску робочого тіла циклу до необхідної оптимальної величини, підвищити термодинамічну ефективність циклу і в результаті дасть можливість використовувати високоефективні турбокомпресори для стискання пари, або термічні компресори, які використовують низькопотенційне тепло ВЕР, природних ресурсів та ін. джерел.

Список літератури

1. Закон України "Про альтернативні джерела енергії" [Текст] // Энергосбережение. – 2003. – №12. – С.16 - 19.
2. Мартыновский, В.С. Тепловые насосы [Текст] / В.С.Мартыновский. – М.: Госенергоиздат, 1955. – 192 с.
3. Мартыновский, В.С. Циклы, схемы и характеристики термотрансформаторов [Текст] / Под ред. В.М. Бродянского. – М.: Энергия, 1979. – 288 с.
4. Машины и системы низкопотенциальной энергетики [Электронный ресурс] . – Режим доступа: http://sergey-osetrov.narod.ru/Projects/Heat_Pump/not_traditional_sources_low-potential_energy.htm
5. Мартыновский, В.С. Термодинамический анализ обратного цикла Лоренца [Текст] / В.С.Мартыновский, И.М.Шнайф // Холодильная техника и технология. – К.: Техника. – 1966. – Вып. 3. – С. 12-17.

6. Андрищенко, А.И. Основы технической термодинамики реальных процессов [Текст] / А.И.Андрищенко. – 2-е изд. переработ. и доп. – М.: Высшая школа, 1975. – 264 с.
7. Техника низких температур [Текст] / Е.И. Микулин, И.В. Марфенина, А.М. Архаров; под ред. Е.И. Микулина. – 2-е изд. – М.: Энергия, 1975. – 512 с.
8. Соколов, Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения [Текст]: учеб. пособие для вузов / Е.Я.Соколов, В.М.Бродянский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
9. Разделение воздуха методом глубокого охлаждения [Текст]: т.1 / В.И. Епифанова, Л.С. Аксельрод. – 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1973. – 468 с.

Viktor Oshovsky, Assos. Prof., PhD tech. sci., Serhij Anastasenko, PhD tech. sci., Mykola Svyateckiy, PhD tech. sci., Ihor Kapura, PhD tech. sci.

Pervomaysk Branch of National Shipbuilding University named after admiral Makarov, Pervomaysk, Ukraine

Energy Saving Standard Cycles for Cooling Transformers

The objective of the article is research and development exemplary thermodynamics cycles for the energykeeping technological processes of cooling of streams matters from an ambient temperature to the set low temperature.

In the article energeticheskaya efficiency of Lorenca cycle is analysed depending on the interval of temperatures working body in the processes of heat exchange with outsourcings. It is also well-proven that thermodynamics cycle with a step regeneration of heat is most effective for cooling in a most temperature interval, that at cooling of stream of matter from the temperature of environment. Except for that, at the increase of number of stupiney regeneration heat, for example in thermotransformers of resorption, considerably interval of working body temperatures diminishes in the process of taking of heat in an environment. It is instrumental in approaching of cycle to three-cornered, that with the least expense of energy on the compression of working body.

Thus introduction of cycle with the step regeneration of heat, which can be realized in thermotransformers with resorption for cooling, will be instrumental in an energy-savings in technologies of streams material cooling in different industries, including in agriculture.

thermotransformer, three-cornered, cycle, cooling, step, regeneration, heat

Одержано 25.10.17

УДК 621.865.8

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, В.М. Кропівний, проф., канд.техн.наук, М.О.Годунко, доц., канд. техн. наук, М.О. Сторожук, інж.

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна, E-mail: pavlenkoi@ukr.net

Продуктивність двоверстатнихроботизованих комплексів

Сучасні умови ринкового виробництва вимагають постійного оновлення вироблюваної продукції для забезпечення її конкурентної спроможності. Все це можливо на основі впровадження у виробництво нового обладнання (верстатів) з числовим програмним керуванням, промислових роботів та комп'ютерної техніки. Комплексне їх використання дозволяє отримати гнучке роботизоване виробництво з усіма його перевагами. Питання продуктивності роботи таких комплексів наведені в даній статті.

промислові роботи, роботизовані технологічні комплекси (РТК), продуктивність, структура будови та продуктивності РТК, циклограма роботи РТК

© І.І. Павленко, В.М. Кропівний, М.О.Годунко, М.О. Сторожук, 2017

И.И. Павленко, проф., д-р техн. наук, В.Н. Кропивный, проф., канд. техн. наук, М.О. Годунко, доц., канд. техн. наук, М. О. Сторожук, инж.

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

Производительность двухстаночных роботизированных комплексов

Современные условия рыночного производства требуют постоянного обновления выпускаемой продукции для обеспечения ее конкурентной способности. Все это возможно на основе внедрения в производство нового оборудования (станков) с числовым программным управлением, промышленных роботов и компьютерной техники. Комплексное их использование позволяет получить гибкое роботизированное производство со всеми его преимуществами. Вопросы производительности работы таких комплексов приведены в данной статье.

промышленные роботы, роботизированные технологические комплексы (РТК), производительность, структура построения и производительности РТК, циклограмма работы РТК

Постановка проблеми. Важливою складовою частиною гнучкого автоматизованого виробництва (ГАВ) є роботизовані технологічні комплекси (РТК), які практично реалізують виготовлення заданої продукції, що має місце при виробництві сільськогосподарських машин. Від якості побудови таких комплексів, в значній мірі, залежить ефективність та інші характеристики такого виробництва. Визначальним чинником якості РТК є продуктивність їх роботи.

Аналіз досліджень та публікацій. На величину продуктивності впливають багато складових: особливості реалізованої технології виготовлення деталей; вибрані верстати і їх характеристики та особливості будови; вибрані конструкції промислових роботів (ПР) з головними ознаками виконання (встановлені: на підлозі, на обладнанні, порталні; однорукі чи дворукі; однозахватні чи двозахватні); використовувані допоміжні пристрої; прийнятий варіант компоновального розміщення складових частин РТК; особливості вбудови РТК в загальну технологічну лінію; головні характеристики функціонування виробництва та конкретні їх вимоги до РТК і ін.

З наведеного переліку вимог впливає, що пошук обґрунтованого варіанту будови РТК є складною, багатоплановою роботою. В цьому напрямку проведена значна кількість досліджень, які, в основному, присвячені вирішенню питань, де РТК складається із одного верстата і промислового робота [1, 2]. Разом з цим, у виробництві все більше поширення отримують роботизовані комплекси, де один промисловий робот обслуговує два і більше верстатів [5-7]. В роботі [8] розглянуті сучасні компоновальні схеми будов РТК та ГАВ. Методика планування рухів захватних пристроїв промислових роботів в робочих зонах технологічного обладнання наведена в роботі [9].

Постановка завдання. В даній роботі ставиться задача обґрунтування методу вибору доцільної будови двоверстатного РТК, який забезпечує максимальну продуктивність роботи. Вирішення такої задачі сприяє покращенню економічних та інших показників виробництва.

Виклад основного матеріалу. Максимальна продуктивність РТК матиме при мінімальному часу циклу ($T_{\text{ц}}$) роботи комплексу. Таку умову можна записати:

$$T_{\text{ц}} = \sum_{i=1}^n t_i = t_{B1} + t_{B2} + t_{\text{ПР}} + t_{\text{ДП}},$$

де t_i – час роботи обладнання комплексу;

t_{B1}, t_{B2} – час роботи верстатів. В цей час входить основний час та частина допоміжного часу, пов'язана із затиском і розтиском оброблюваної деталі, підведенням і відведенням ріжучого інструменту, захисних екранів та ін., які не перекриваються один одним;

$t_{\text{ПР}}$ – не перекриваємий час роботи робота;

$t_{дп}$ – не перекриваємий час роботи допоміжних пристроїв.

Головною складовою в циклі роботи РТК є час обробки деталей на верстатах. В цих дослідженнях приймаємо, що цей час визначений як найбільш доцільний, і тому його змінювати, особливо в меншу сторону, не можливо. Відносно величини цього часу можливі два варіанти. Перший, найбільш доцільний, коли його величина на першому і другому верстаті однакова між собою: $t_{B1} = t_{B2}$. Другий варіант, коли одне із цих значень більше другого:

$$t_{B1} > t_{B2} \text{ або } t_{B1} < t_{B2}.$$

В кожному варіанті необхідно, щоб час обслуговування промисловим роботом кожного із верстатів перекривався часом роботи другого верстата. Для виконання таких досліджень необхідно визначити конкретні вихідні дані будови та роботи РТК. Тобто, яке обладнання входить в склад комплексу, особливості його функціонування, компоновальне розміщення і т. ін. На основі цих даних створюють схеми компоновок РТК. Приклади таких спрощених типових компоновок РТК з розміщенням робота на підлозі між двома верстатами представлені на рис. 1. Подібно можуть бути представлені інші варіанти будови та компоновки комплексів. На представленому рисунку показані варіанти, де верстати можуть обслуговуватись одноруким однозахватним роботом (рис. 1, а, б), одноруким двозахватним роботом (рис. 1, в, г) і дворуким роботом (рис. 1 д, е) з одним допоміжним пристроєм, який виконує функції подавального та приймального (рис. 1, а, в, г) та з двома допоміжними пристроями, відповідно подавання та приймання деталей (рис. 1, б, г, е).

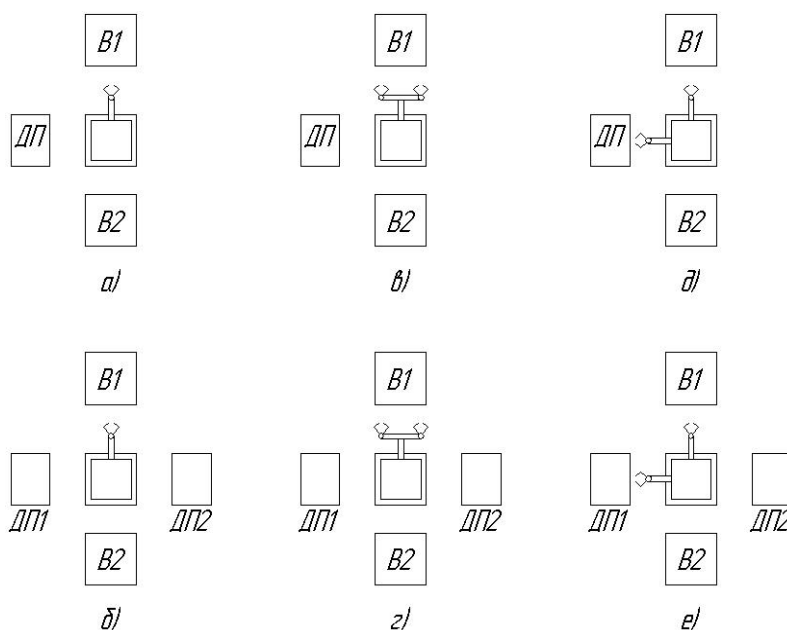


Рисунок 1 – Схеми компоновок РТК

З урахуванням схем компоновок РТК можна представити структурну формулу їх будови. Так для комплексу, що включає в себе два верстати (B1 і B2) і обслуговується одноруким однозахватним промисловим роботом (рис. 1, а, б), структурна формула будови має вид:

$$P_{TK} = \begin{cases} B1 + PP(1P, 13) + \begin{cases} ДП \\ ДП1 + ДП2 \end{cases} \\ B2 + PP(1P, 13) + \begin{cases} ДП \\ ДП1 + ДП2 \end{cases} \end{cases}$$

У формулі показано, що кожний верстат обслуговується промисловим роботом з однією рукою (1P) та одним захватом (13), і комплекси можуть бути з одним допоміжним пристроєм (ДП) або двома допоміжними пристроями (ДП1+ДП2), а при необхідності і з більшою кількістю таких пристроїв.

Для наведених схем будови комплексів можна представити структуру їх продуктивності. Така узагальнена структура варіантів (рис. 1 а, б) має вид:

$$T_{P_{TK}} = \begin{cases} T_{B1} + T_{PP} + \begin{cases} T_{ДП} \\ T_{ДП1} + T_{ДП2} \end{cases} \\ T_{B2} + T_{PP} + \begin{cases} T_{ДП} \\ T_{ДП1} + T_{ДП2} \end{cases} \end{cases}$$

Для отримання максимальної продуктивності РТК необхідно забезпечити мінімальний час циклу ($T_{P_{TK}}$), що досягається максимальним перекриттям часу роботи верстатів, промислового робота та допоміжних пристроїв. Тому в структурній формулі продуктивності наведено внутрішнє перекриття (виділене пунктиром) по обслуговуванню роботом окремо кожного верстата і їх зовнішнє перекриття (виділене штрих-пунктиром) роботи верстатів і деяких можливих складових роботи промислового робота та допоміжних пристроїв. Ступінь такого перекриття часу залежить від конструктивних особливостей прийнятого промислового робота та компоновальної схеми РТК.

Виконання обґрунтованого аналізу продуктивності роботи двоверстатного роботизованого комплексу вимагає побудови детальної циклограми його роботи. Вирішення цього завдання починається із розробки розрахунково-компоновальної схеми РТК (рис. 2), де наведені позначення координат позицій транспортованих деталей в циклі їх обробки на верстатах та допоміжних пристроях відносно системи координат промислового робота. Із даної схеми згідно характеристикам вибраного робота (наприклад, «Бриг-10»), або відповідно до розроблюваної конструкції, визначають величину необхідних переміщень ланок робота.

Із розрахунково-компоновальної схеми, згідно з характеристиками модернізованого промислового робота «Бриг-10», визначаємо необхідні величини переміщень:

- горизонтальні переміщення (у всіх кутових положеннях руки)

$$Y_1 - Y_0 = 0,5 \text{ м};$$

- вертикальні переміщення

$$X_4 - X_1 = X_4 - X_2 = X_4 - X_3 = 0,15 \text{ м};$$

- локальні переміщення повзуна по виведенню (введенню) деталі із патрона
 $Z_{л} = Z_2 = 0,05 \text{ м}$;
- кутові повороти руки
 $\varphi_1 = \varphi_2 = \varphi_3 = 90^\circ$.

Середні значення швидкості та часу рухів робота «Бриг-10» наведено нижче.

Рухи робота	Швидкість	Час
Горизонтальні переміщення	0,6 м/с	$t_z = 0,5 / 0,6 = 0,83 \text{ с}$
Вертикальні переміщення	0,3 м/с	$t_g = 0,15 / 0,3 = 0,5 \text{ с}$
Локальні переміщення повзуна	0,2 м/с	$t_n = 0,05 / 0,2 = 0,25 \text{ с}$
Обертання руки на 90°	90 град/с	$t_o = 90 / 90 = 1,0 \text{ с}$

Слідуючим етапом аналізу є побудова схеми рухів промислового робота відповідно з однією рукою і одним захватом, яка представлена на рис. 3, при виконанні розвантаження і завантаження верстатів. Рухи, які позначені безперервними лініями зі стрілками, вказують на виконання їх при зупиненому першому верстаті, пунктирною – при обслуговуванні другого верстата, а штрих-пунктирною – при переміщенні руки робота з вихідної позиції одного верстата до вихідної позиції другого верстата. Таким чином, знаючи послідовність рухів робота, визначаємо їх величину по схемах рис. 2 і 3 і, відповідно, необхідний для цього час. На основі отриманих даних будемо циклограму роботи РТК (рис. 4). При її побудові час роботи верстатів прийнято більшим за час роботи промислового робота по їх розвантаженню та завантаженню, що, як правило, характерно для механічної обробки. Додатково до визначених значень часу руху ланок робота «Бриг-10», приймаємо, що за технічними його характеристиками переміщення проміжних упорів та час роботи захвату по затиску і розтиску утримуваної деталі відповідно складають 0,4 с.

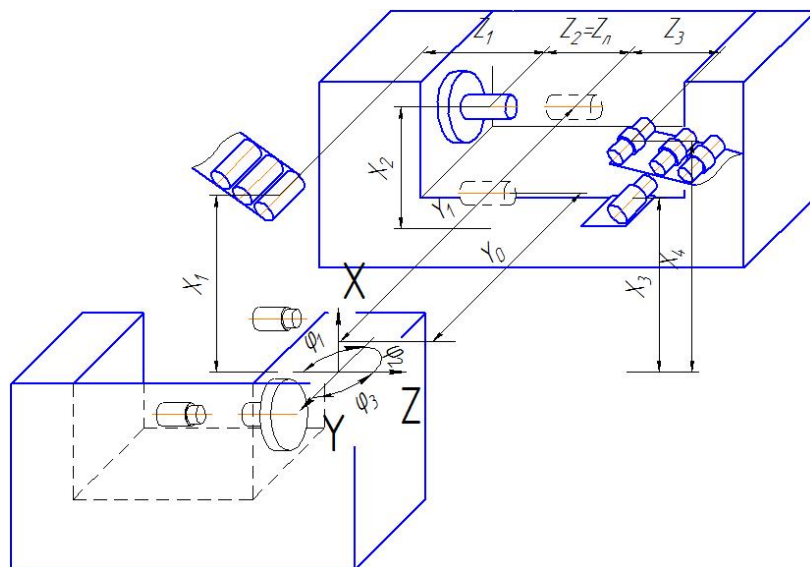
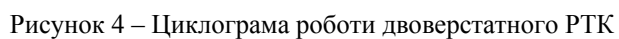
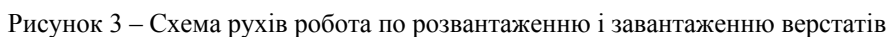


Рисунок 2 – Розрахунково-компонувальна схема РТК



Із наведеної циклограми видно, що загальний час циклу роботи РТК складається із часу виконання операцій першим і другим верстатами (t_{B1} та t_{B2}) та часу роботи промислового робота по розвантаженню і завантаженню верстатів $t_{ПР(B1)}$ та $t_{ПР(B2)}$, а також часу на переміщення робота від першого до другого верстату $t_{ПР(B1-B2)}$:

$$T_{ц} = t_{B1} + t_{ПР(B1)} + t_{B2} + t_{ПР(B2)} + t_{ПР(B1-B2)}.$$

Згідно циклограми деякі складові чи їх частини перекриваються одна одною, а тому цей час циклу враховує тільки не перекриті складові.

Враховуючи те, що час обслуговування верстатів роботом приблизно однаковий, то важливо, щоб час роботи верстатів був також однаковим. Тоді в циклі РТК простоювання верстатів не буде. В іншому випадку буде мати місце простоювання верстата, який за менший час виконує свою операцію до виконання умови, коли час його роботи і час його простоювання дорівнюватиме часу роботи другого верстата. Із раніше виконаних досліджень [1, 2] встановлено, що використання двозахватних та дворуких роботів дозволяє скоротити час простоювання верстатів під розвантаженням та завантаженням в 2-4 рази у порівнянні з одноруким та однозахватним промисловим роботом. Це особливо важливо коли час роботи верстата по обробці деталей незначний та коли промисловий робот обслуговує два і більше верстатів.

Висновок. Наявність розробленої методики дозволяє ґрунтовно аналізувати із яких частин складається загальний цикл роботи РТК та які необхідні конкретні рухи робота, їх час та послідовність. Все це дає можливість оцінити якість прийнятого варіанту роботизації і визначити можливі напрямки його вдосконалення в плані підвищення продуктивності експлуатації РТК. При цьому є можливість також визначити, яке найбільш доцільне є виконання промислового робота та загальне компоновальне розміщення обладнання в РТК. Для більш повної оцінки якості вибраного варіанту РТК, необхідно на розробленій основі аналізувати вплив інших складових на продуктивність роботи комплексу.

Список літератури

1. Павленко, І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування [Текст] / І.І. Павленко. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
2. Павленко, І.І. Роботизовані технологічні комплекси [Текст] / І.І. Павленко, В.А. Мажара. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
3. Павленко, І.І. Структура продуктивності верстатних роботизованих комплексів [Текст] / І.І. Павленко, В.А. Мажара // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем. Збірник наукових праць. – Краматорськ: ДДМА, 2005. – Вип. 17. – С. 131-137.
4. Павленко, І.І. Дослідження впливу використання двозахватних пристроїв на продуктивність роботи РТК [Текст] / І.І. Павленко, В.А. Мажара // Машиностроение и технотруктура XXI века. г. Севастополь. – Донецьк: ДонНТУ, 2006. – Т.5. – С. 282-287.
5. Белянин, П.Н. Гибкие производственные комплексы [Текст] / Под ред. Белянина П.Н., Лещенко В.А. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
6. Костюк, В.І. Робототехніка [Текст] / В.І. Костюк, Г.О. Спину, Л.С. Ямпольський. – К.: Вища школа, 1994. – 446 с.
7. Довбня, Н.М. Роботизированные технологические комплексы в ГПС [Текст] / Н.М. Довбня, А.Н. Кондратьев, Е.И. Юревич. – Ленинград: Машиностроение, 1990. – 303 с.
8. Козырев, Ю.Г. Применение промышленных роботов [Текст] : учебное пособие / Ю.Г. Козырев. – М.: КНОРУС, 2016. – 494 с.
9. Богдановський, М.В. Кінематичне планування рухів захватних пристроїв промислових роботів в робочих зонах технологічного обладнання [Текст] / М.В. Богдановський, В.А. Кирилович // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Автоматизація: проблеми, ідеї, рішення» АПІР-2013. – 9-13 вересня 2013 г., г. Севастополь. – С. 96.

Ivan Pavlenko, Prof., DSc., Volodymyr Kropivny, Prof., PhD tech.sci., Maksym Godunko, Assis. Prof., PhD tech. sci., Maryna Storozhuk, Eng.

Central Ukrainian National Technical University, Kropivnitsky, Ukraine

Productivity of two-machine robotic complexes

An aim of this research is development of methodology for choosing an appropriate structure of two-machine robot-technological complex (RTC), which will increase the productivity of work. The solution of this task will lead to enhancement of economic and technical indicators in manufacture.

The analysis of the performance of a two-machine robotic complex begins with the development of the calculation and compilation scheme of the RTC and the determination of coordinates of positions of transported parts in the cycle of the irprocessing on machine tools and auxiliary devices relative to the coordinate system of the industrial robot. The amount of necessary displacement of the parts of the robot and the time of execution of the displacements are been determined in accordance with the characteristics of the selecte dwork ("Brig-10", for example) from this scheme. The cyclograms of RTC are been created after this.

This technique allows to analyze the working cycle of RTC, the required robot movements, their time and consistency. It gives an opportunity to evaluate the quality of the adopted robotic version and to identify possible directions for its improvement in order to increase the efficiency of RTC operation.

industrial robots, robotic technological complexes (RTCs), productivity, cyclogram of RTC's work

Одержано 22.11.17

УДК 631.333.92:879.4

С.І. Павленко, доц., канд. техн. наук, ст. наук. співр.

Національний університет біоресурсів і природокористування, м.Київ, Україна

E-mail: si.pavlenko17@gmail.com

Результати експериментальних досліджень біотермічних процесів компостування підстилкового посліду на основі лушпиння соняшнику в натурних буртах

Втрати поживних біогенних речовин підстилкового посліду пов'язані з фізико-хімічними і мікробіологічними процесами, які відбуваються безпосередньо після виділення екскрементів тваринами, а також під час накопичення, зберігання і перероблення. Під впливом механізованих втручань та біоконверсних перетворень відбуваються зміни в масовому балансі біогенних компонентів тваринницьких відходів та в біоенергетичному потенціалі. Мета – дослідження технологічних процесів прискореного біотермічного компостування підстилкового посліду на основі лушпиння соняшнику технічними засобами механізованого компостування. Методи і прийоми досліджень: метод натурних спостережень, методи планування експерименту, методики тепловізерних і пірометричних спостережень, електротехнічні прийоми визначення динаміки зміни температури. Динаміка температур у буртах досліджувалася з використанням персонального комп'ютера до якого підключався електронний термометр ТМ-32/Н-5Т із системою температурних зондів на основі датчиків температури DS18B20. Температурне поле поверхні або розрізу буртів визначалося з використанням тепловізора Testo-875, який дозволяє проводити аналіз температурних полів із абсолютною похибкою вимірювання 0,01 °С. В результаті дослідження отримана динаміка зміни температури в кожній точці натурального бурта згідно розробленої методики.

послід, компост, бургт, температура, біотермічний процес

© С.І. Павленко, 2017

С.И. Павленко, доц., канд. техн. наук, ст. научн. сотр.

Национальный университет биоресурсов и природопользования, г. Киев, Украина

Результаты экспериментальных исследований биотермического процесса компостирования подстилочного помета на основе лузги подсолнечника в натуральных буртах

Потери питательных биогенных веществ подстилочного помета связанные с физико-химическим и микробиологическим процессами, которые происходят непосредственно после выделения экскрементов животных, а также во время накопления, хранения и переработки. Под влиянием механизированных вмешательств и биоконверсных преобразований происходят изменения в массовом балансе биогенных компонентов животноводческих отходов и в биоэнергетическом потенциале. Цель - исследование технологических процессов ускоренного биотермического компостирования подстилочного помета на основе шелухи подсолнечника техническими средствами механизированного компостирования. Методы и приемы исследований: метод натуральных наблюдений, методы планирования эксперимента, методики тепловизерных и пирометрических наблюдений, электротехнические приемы определения динамики изменения температуры. Динамика температур в буртах исследовалась с использованием персонального компьютера к которому подключался электронный термометр ТМ-32 / Н-5Т с системой температурных зондов на основе датчиков температуры DS18B20. Температурное поле поверхности или разреза буртов определялось с использованием тепловизора Testo-875, который позволяет проводить анализ температурных полей с абсолютной погрешностью измерения 0,01 ° С. В результате исследования получена динамика изменения температуры в каждой точке натурального бурта согласно разработанной методики.

помет, компост, бурт, температура, биотермического процесс

Постановка проблеми. Управління процесами переробки органічних відходів в часі і просторі – одна із основних задач механізованих процесів компостування підстилкового посліду на основі лушпиння соняшнику. Технічні засоби, що використовуються для забезпечення фізичних, хімічних та агротехнологічних вимог повинні мати відповідні техніко-економічні показники і регламенти по застосуванню [1-2]. Дані дослідження направлені на подальший розвиток результативності і ефективності процесів.

Втрати поживних біогенних речовин підстилкового посліду пов'язані з фізико-хімічними і мікробіологічними процесами, які відбуваються безпосередньо після виділення екскрементів тваринами, а також під час накопичення, зберігання і перероблення. Під впливом механізованих втручань та біоконверсних перетворень відбуваються зміни в масовому балансі біогенних компонентів тваринницьких відходів та в біоенергетичному потенціалі, які з однієї сторони, хоч і приховано, свідчать про рівень експлуатаційних затрат на переробку, а з іншої – на якісні показники отриманого продукту (органічне добриво, компост, біогаз) [3-5].

На початку 2000-х років процеси прискореного компостування розглядались при використанні в окремих напрямках, наприклад, у виробництві їстівних грибів [3]. Розробка технологічних процесів проводилась на невеликих об'ємах, з певними вимогами для якості сировини і кінцевого продукту. При масовому накопиченні, наприклад, підстилкового посліду або гною такі рекомендації не завжди можливо реалізувати, тому потребують подальшого розвитку і досліджень, в першу чергу, термічних процесів в різних субстратах сировини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Технічні засоби, що рекомендувались для використання, це навісні або самохідні навантажувачі неприливної дії [4], які забезпечували виконання операцій прискореного компостування. Але високі експлуатаційні затрати, значний кошторис і складність технічних засобів, невідповідність сучасним технологічним умовам якості і кількості сировини та необхідним характеристикам готового продукту не забезпечили вирішення

проблеми розробки технічних засобів для забезпечення прискореного компостування [4].

Комплексну проблему поєднання механізованих технологій і розробки технічних засобів розглядали в роботі [5], на прикладі переробки підстилкового гною великої рогатої худоби. Значну увагу автор приділяє дослідженню термічних процесів, що відбуваються при компостуванні, дослідженню технологічних прийомів і результативності виконаних заходів, що забезпечують якість органічних добрив та зменшують терміни одержання продукту. Вдосконалені методики і технологічне обладнання необхідно використати при дослідженні термічних процесів, що відбуваються при прискореному компостуванні курячого посліду на основі лузги соняшнику. Даний тип підстилкового матеріалу широко розповсюджений на півдні і центральних районах України і має часто значні накопичення на птахо- і свинокомплексах.

Постановка завдання. Мета – дослідження технологічних процесів прискореного біотермічного компостування підстилкового посліду на основі лушпиння соняшнику технічними засобами механізованого компостування.

Об'єкти дослідження: технологічні процеси механізованого прискореного біотермічного компостування підстилкового посліду на основі лушпиння соняшнику.

Предмет дослідження: закономірності взаємодії фізичних, хімічних, агротехнологічних параметрів технологічних процесів прискореного біотермічного компостування підстилкового посліду.

Виклад основного матеріалу. В якості майданчика використано закритий ангар з бетонним покриттям, розміром 90×18 м.

Свіжий (вивантажений з приміщень) підстилковий послід на основі лушпиння соняшнику розвантажується щільними буртами на підготовлений майданчик з використанням доопрацьованого розкидача органічних добрив ПРТ-10. Схема закладки натурних буртів представлена на рисунку 1. Подальші дослідження проводилися на чотирьох буртах: борт №1 – борт висотою 1,5 м без подальших механічних аерацій і без додаткового зволоження; борт №2 – борт висотою 1,0 м без подальших механічних аерацій і без додаткового зволоження; борт №3 – борт висотою 1,5 м із подальшими механічними аераціями та із додатковим зволоженням; борт №4 – борт висотою 1,0 м із подальшими механічними аераціями та із додатковим зволоженням.

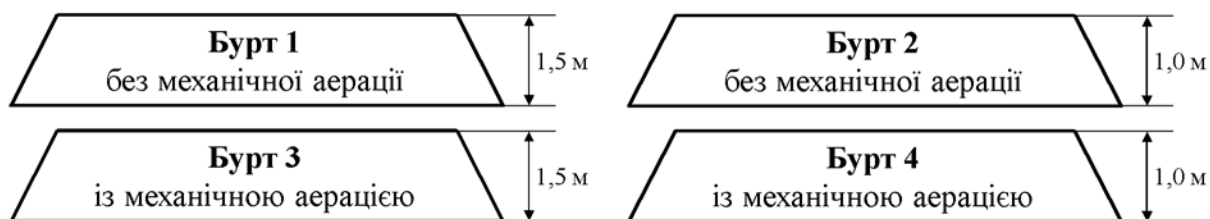


Рисунок 1 – Схеми закладки натурних буртів

Безпосередньо сам процес формування натурних буртів із використанням доопрацьованого розкидача органічних добрив ПРТ-10 представлено на рис.2.



Рисунок 2 – Процес формування натурних буртів із використанням доопрацьованого розкидача органічних добрив ПРТ-10:

а – без додаткового зволоження; б – із додатковим зволоженням

Подальші заплановані механічній аерації і формування буртів виконувалися з використання ковшового навантажувача Т-156 (рис. 3) і доопрацьованого розкидача органічних добрив ПРТ-10.

Зволоження виконується з метою доведення компостної суміші до необхідної вологості. Технічним засобом доставки води був пожежний автомобіль на базі ГАЗ-53 з об'ємом ємкості 4 м³. Вода для зволоження подається під час механічної аерації шляхом її розпилення.



Рисунок 3 – Процеси подальших запланованих механічних аерацій і формування буртів

В процесі досліджень бурт 3 і 4 підлягали механічній аерації, часові інтервали яких представлені на рис. 4. Дослідження проводилися в період з 29.04.2017 по 03.06.2017.

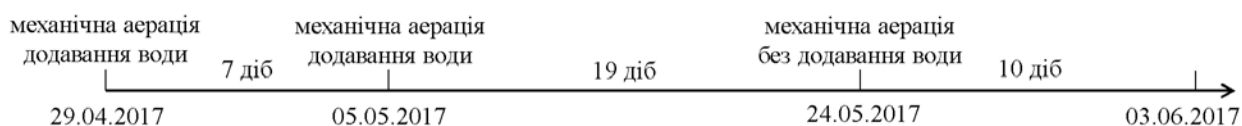


Рисунок 4 – Часові інтервали технологічних операцій при процесі прискореного біотермічного компостування

Найважливішим критерієм оцінювання ефективності процесу компостування є контроль і підтримка температурного режиму.

Динаміка температур у буртах досліджувалася з використанням персонального комп'ютера до якого підключався електронний термометр ТМ-32/Н-5Т (рис. 5) із

системою температурних зондів на основі датчиків температури DS18B20 (рис. 6). Також температура в буртах визначалася з використанням саморобних температурних зондів на основі мультиметрів DT838 із приєднаною термопарою (рис. 6).

Абсолютна похибка вимірювань термометра ТМ-32/Н-5Т складає $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$, а похибка вимірювань мультиметра DT838 із приєднаною термопарою – $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Моніторинг за температурним режимом з використання електронного термометра ТМ-32/Н-5Т проводився кожні 10 хв., при цьому дані записувалися на персональний комп'ютер у відповідний файл бази даних. В свою чергу дані з мультиметрів DT838 фіксувалися 4 рази на добу і записувалися у журнал спостережень.

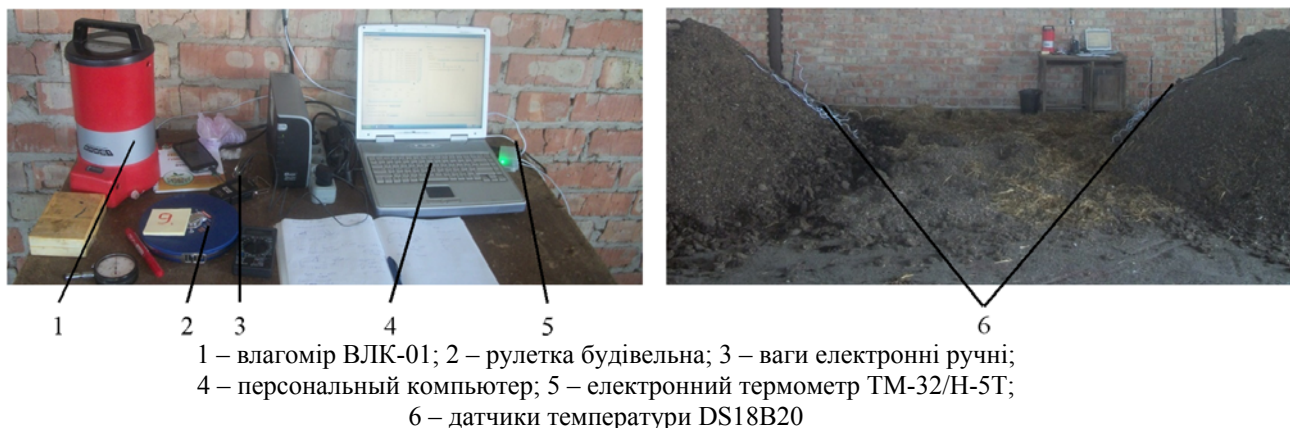


Рисунок 5 – Вимірювальні прилади і обладнання

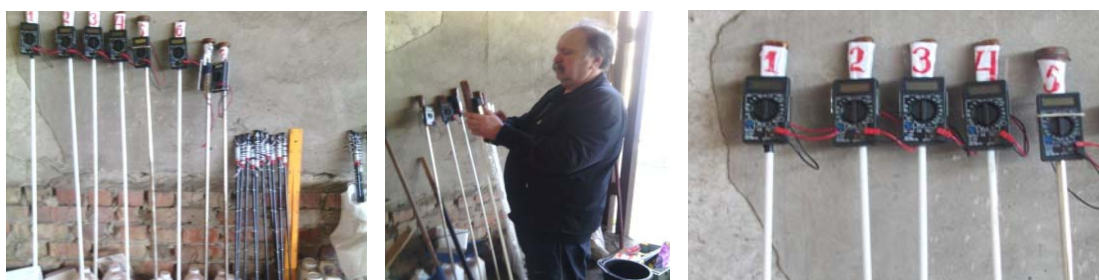


Рисунок 6 – Температурні зонди

Схема розташування температурних зондів в буртах висотою 1,5 м і 1,0 м представлена на рисунку 7. Для буртів висотою 1,5 м використано електронний термометр ТМ-32/Н-5Т, а висотою 1 м – мультиметр DT838.

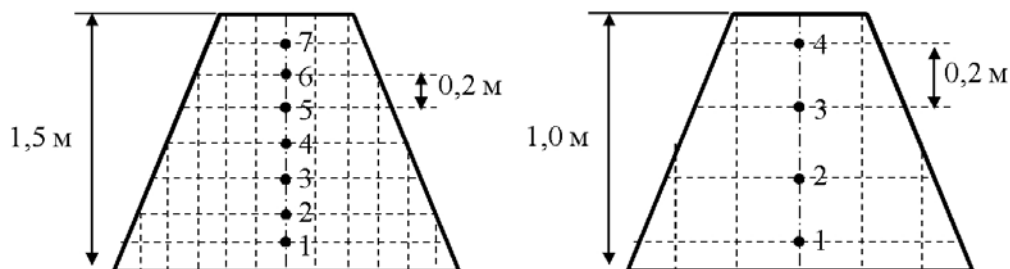


Рисунок 7 – Схема розташування температурних зондів

Температурне поле поверхні або розрізу буртів визначалося з використанням тепловізора Testo-875, який дозволяє проводити аналіз температурних полів із абсолютною похибкою вимірювання $0,01\text{ }^{\circ}\text{C}$. З використання додаткового програмного забезпечення Testo IRTSoft можна визначати максимальне, мінімальне і середнє значення температурного поля; будувати гістограми і графіки розподілу температур по визначеній площі і лінії температурного поля. Загальний вигляд зазначеного тепловізора і відповідного програмного забезпечення представлено на рис. 8.

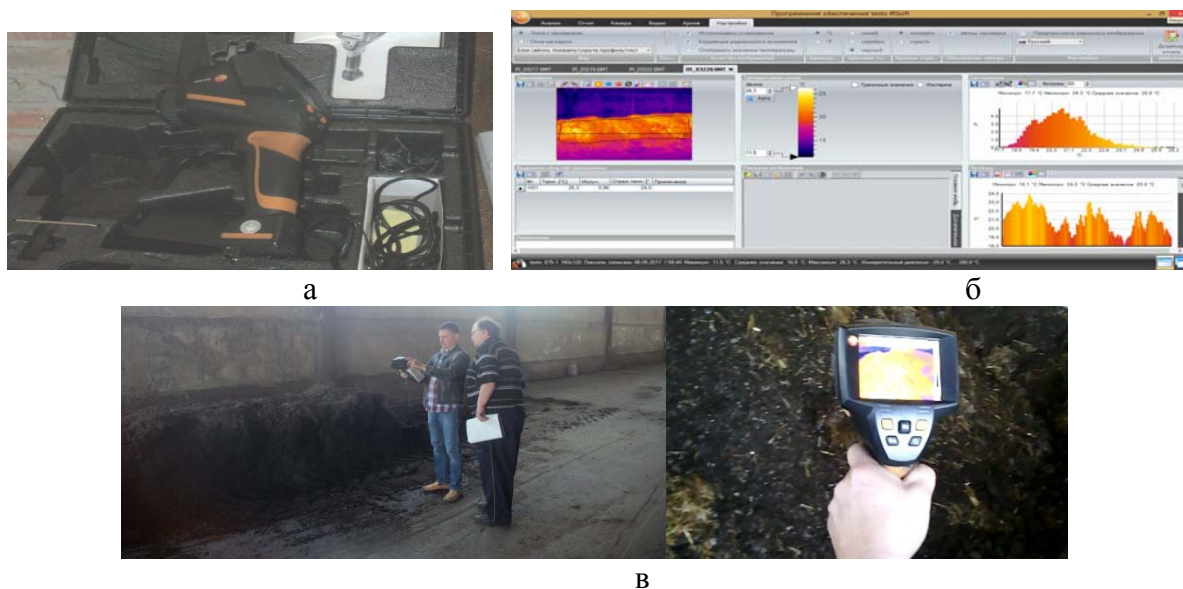


Рисунок 8 – Загальний вигляд тепловізора Testo-875 (а), програмного забезпечення Testo IRTSoft (б) і процесу вимірювання температури (в)

В результаті дослідження отримана динаміка зміни температури в кожній точці натурного бурта згідно розробленої методики (рис. 9-12).

До кінця періоду спостереження (до 36 доби) внутрішня температура в бурті №1 ($H = 1,5\text{ м}$), згідно рис. 9, складала $39\text{--}45^{\circ}\text{C}$, а в нижніх шарах до $30\text{ }^{\circ}\text{C}$.

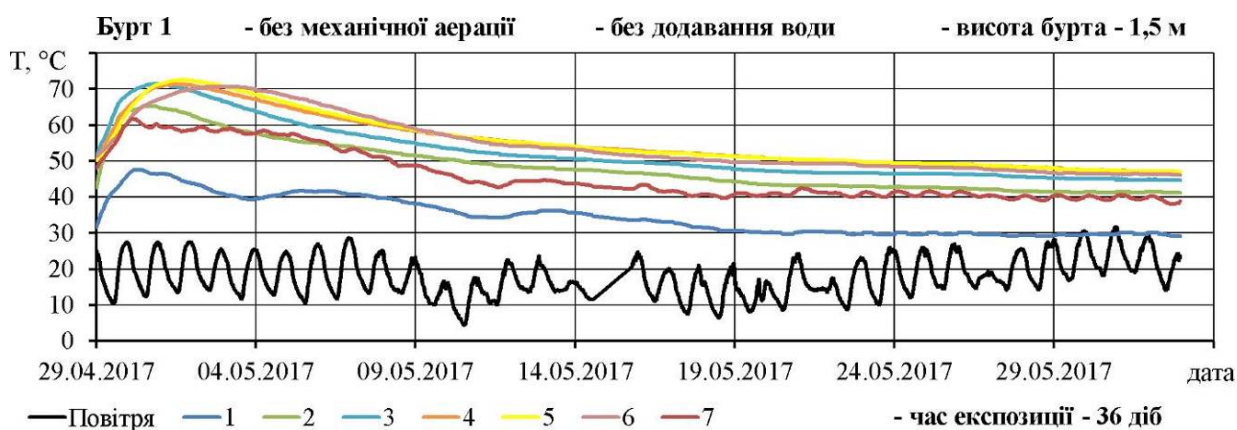


Рисунок 9 – Динаміка температурного поля бурта №1

В бурті №2 ($H = 1,0\text{ м}$) в відповідні часові періоди температура становила на $5\text{--}8\text{ }^{\circ}\text{C}$ менше. Зміна температури оточуючого середовища на протязі доби від $10\text{ до }25\text{ }^{\circ}\text{C}$, впродовж спостережуваного періоду, суттєвих коливань внутрішньої температури не відбувалось.

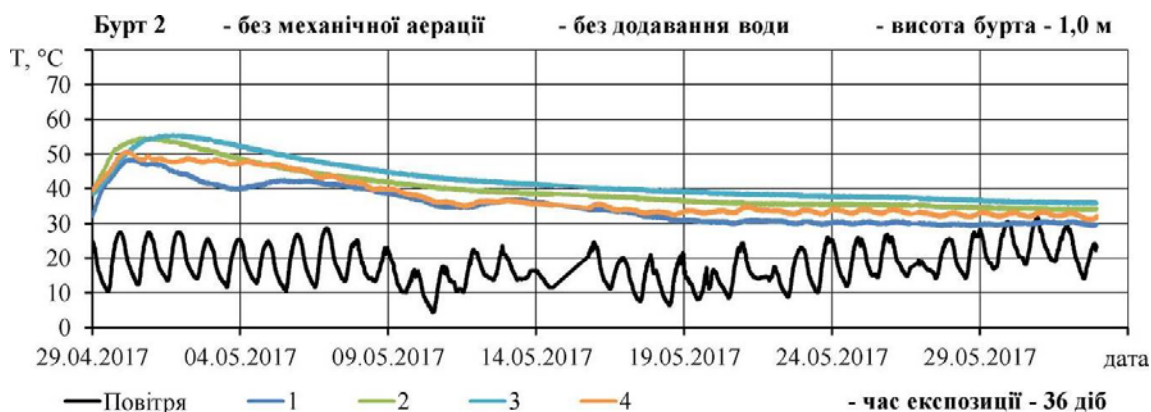


Рисунок 10 – Динаміка температурного поля бурта №2

В бурті №3 з механічним перелопачуванням і додаванням рідини – води, температура підвищувалась до 61-65 °С ($H = 1,5$ м) на 2-3 день по всіх 7 точках виміру, знижувались на 3-5 °С і стабільно трималась на протязі спостереження. Перелопачування сировини без додавання рідини на 20 добу показало підвищення температури до 70-72 °С з поступовим затуханням термічних процесів на 10 добу і зниженням температури до 50 °С.

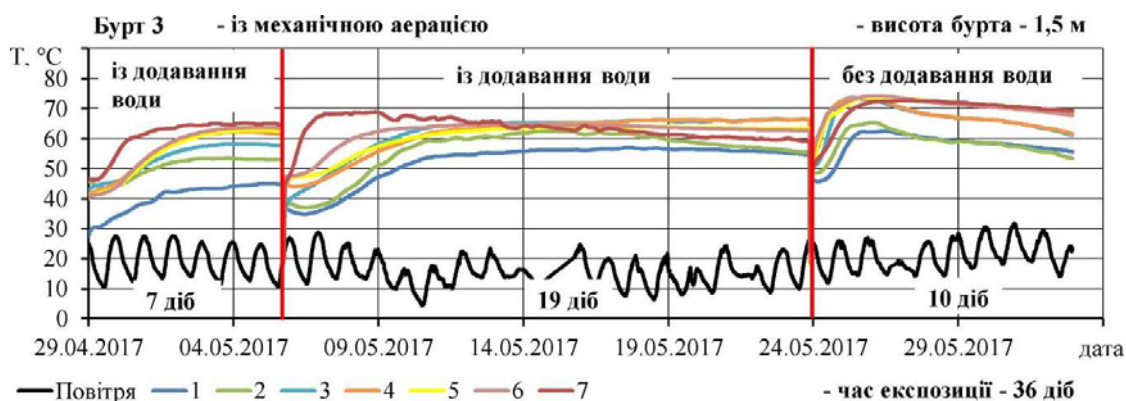


Рисунок 11 – Динаміка температурного поля бурта №3

В бурті №4 (при $H = 1,0$ м) і аналогічними обробками як і в бурті №3, термічні процеси на 5-10 °С нижчі. При аерації температура сировини зменшується до 38-44 °С, вплив коливання зовнішньої температури (10-25 °С) на зміну внутрішніх температур статистично незначний.

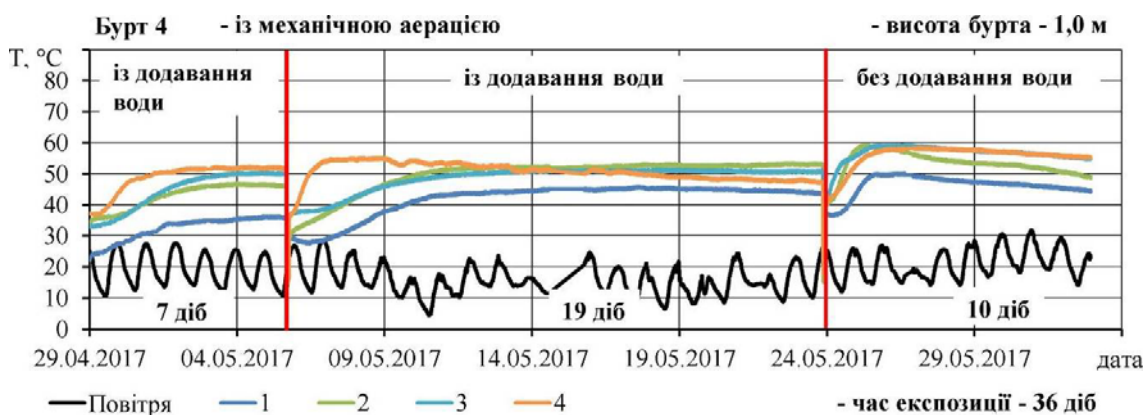


Рисунок 12 – Динаміка температурного поля бурта №4

Результати спостереження за статичним температурним полем поверхні бортів за допомогою тепловізора і пірометра представлені на рисунках 13-16:

- для борту №1 (рис. 13) спостерігається діапазон температур від 19,6 °С до 23,5 °С, що практично обумовлюється температурою навколишнього середовища, при цьому середнє значення складає 21,5 °С;

- для борту №2 (рис. 14) спостерігається діапазон температур від 18,3 °С до 21,1 °С, що практично обумовлюється температурою навколишнього середовища, при цьому середнє значення складає 18,9 °С;

- для борту №3 (рис. 15) спостерігається діапазон температур від 19,0 °С до 22,3 °С, що практично обумовлюється температурою навколишнього середовища, при цьому середнє значення складає 20,8 °С.

- для борту №4 (рис. 16) спостерігається діапазон температур від 18,1 °С до 24,0 °С, що практично обумовлюється температурою навколишнього середовища, при цьому середнє значення складає 20,9 °С.

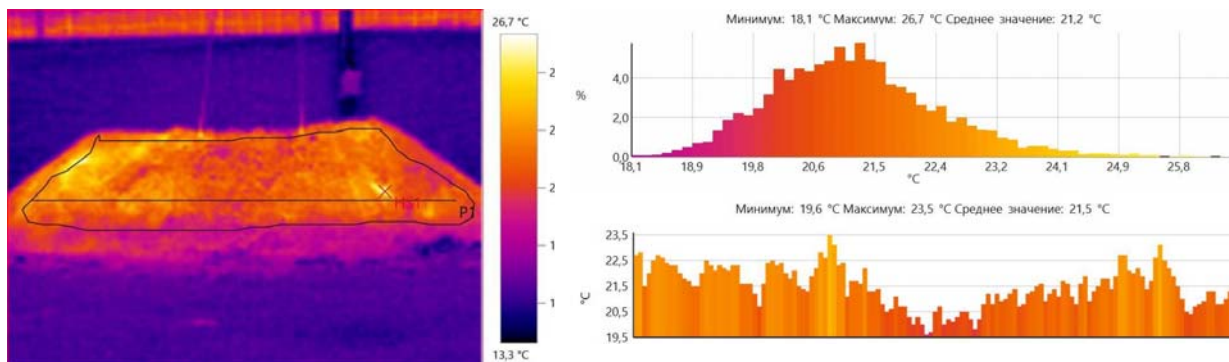


Рисунок 13 – Статичне температурне поле поверхні борту №1 (борт висотою 1,5 м без подальших механічних аерацій і без додаткового зволоження)

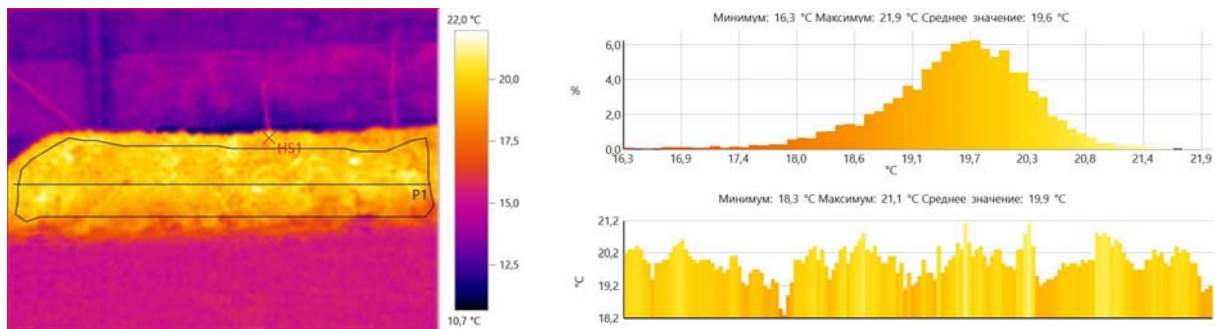


Рисунок 14 – Статичне температурне поле поверхні борту №2 (борт висотою 1,0 м без подальших механічних аерацій і без додаткового зволоження)

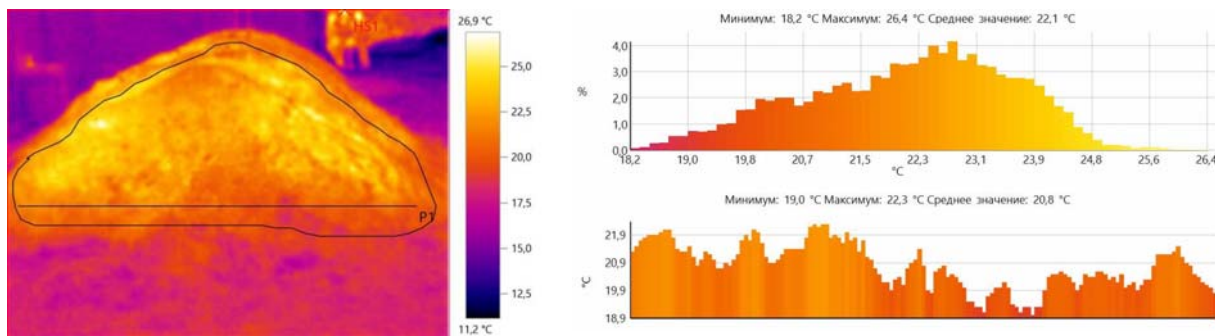


Рисунок 15 – Статичне температурне поле поверхні бурта №3 (бурт висотою 1,5 м із подальшими механічними аераціями та із додатковим зволоженням)

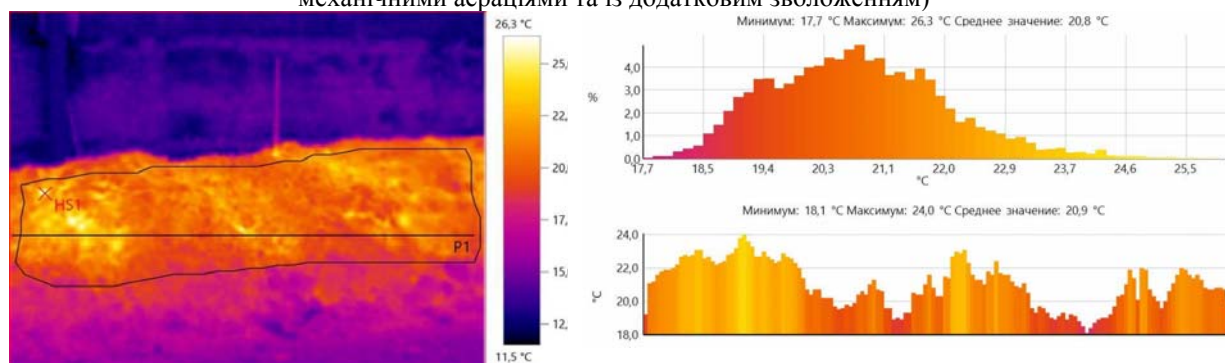


Рисунок 16 – Статичне температурне поле поверхні бурта №4 (бурт висотою 1,5 м із подальшими механічними аераціями та із додатковим зволоженням)

Повздовжні і поперечні зрізи буртів №3 і №4 (рис. 17-18) та визначення температур за допомогою вищезазначеного обладнання свідчить про рівномірне прогрівання буртів в межах вищевказаних температур.

При цьому, для бурту №3 мінімальне і максимальне значення температур складає 22,7 °C і 59,4 °C відповідно, а середнє значення – 40,8 °C.

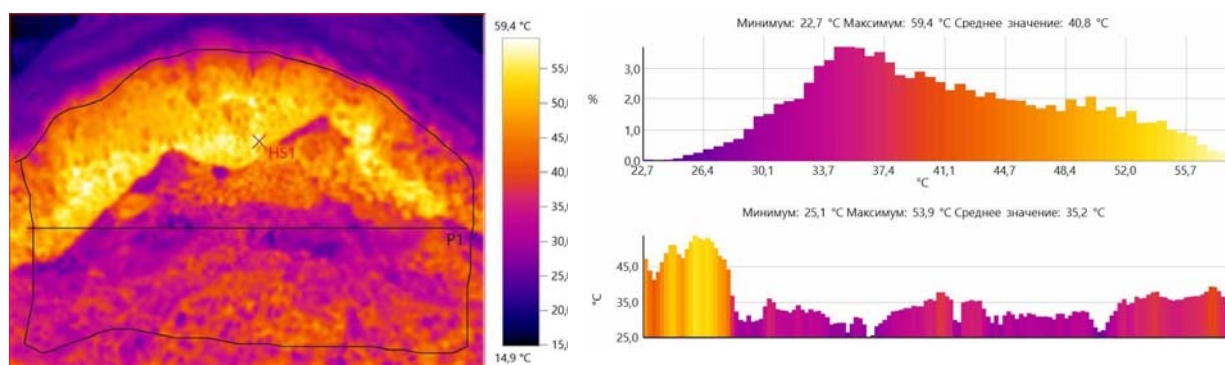


Рисунок 17 – Статичне температурне поле поперечного зрізу бурта №3 (бурт висотою 1,5 м із подальшими механічними аераціями та із додатковим зволоженням)

Для бурту №4 мінімальне і максимальне значення температур складає 23,7 °C і 52,9 °C відповідно, а середнє значення – 40,6 °C.

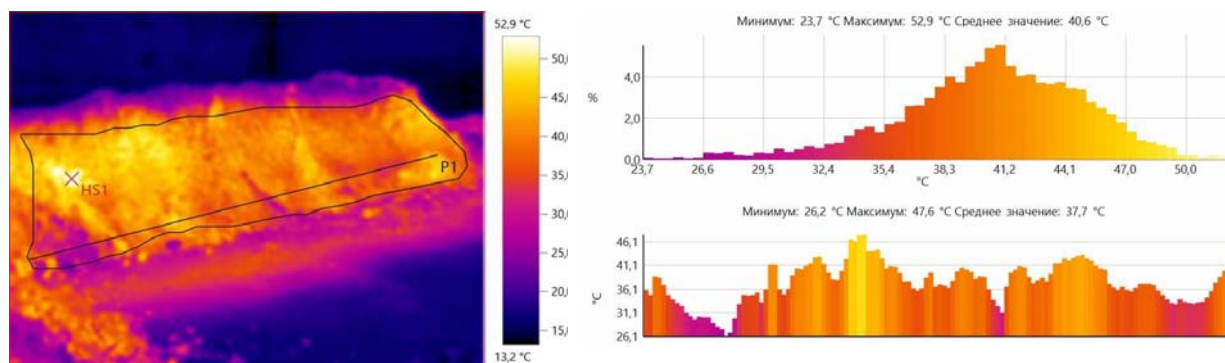


Рисунок 18 – Статичне температурне поле повздовжнього зрізу бурта №4 (бурт висотою 1,5 м із подальшими механічними аераціями та із додатковим зволоженням)

Висновки. Механічне перелопачування сировини – аерація забезпечує ріст внутрішніх температур (7 точок виміру по висоті бурту $H = 1,5$ м) до максимальної температури 65-71 °С і до 50-58 °С при висоті бурту $H_2 = 1,0$ на 2-3 день після укладання бурту. За 15-17 діб температура складає до 50 °С, що не відповідає термофільного режиму життєдіяльності бактерій і процеси поступово переходять в мезофільний режим – до 40 °С. Зволоження – до 20 % маси бурту і аерація – ефективні технологічні прийоми, що забезпечують підтримку температур відповідних термофільному режиму на 3-5 днів більше без їх використання.

Список літератури

1. Павленко, С.І. Обґрунтування технологічної схеми процесу компостування органічних відходів на відкритих майданчиках [Текст] / С.І. Павленко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 157. – С.197-201. – (Сер. «Технічні системи і технології тваринництва»).
2. Обґрунтувати перспективні напрямки і технологічні схеми виробництва орґано-мінеральних добрив шляхом компостування [Текст] : Звіт в УкрІНТЕІ / Ін-т. мех. тварин. УААН; № ДР0101U007033; Інв.№0302U001868, Запоріжжя, 2002. – 47с.
3. Голуб, Г.А. Агропромислове виробництво істівних грибів. Механіко-технологічні основи [Текст] : Монографія / Г.А. Голуб. – К.: Аграрна наука, 2007. – 332 с.
4. Павлов, П.И. Научно-технические решения ресурсосбережения при использовании навозопогрузчиков непрерывного действия [Текст] : дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Павел Иванович Павлов. – Саратов, 2002. – 441 с.
5. Миронов В.В. Технологии и технические средства интенсификации производства органических удобрений на фермах крупного рогатого скота [Текст] : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / Владимир Витальевич Миронов; Мичуринский государственный аграрный университет. – Мичуринск, 2010. – 38 с.

Sergiy Pavlenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci., Senior Researcher

National University of Bioresources and Nature Management, Kyiv, Ukraine

Results of experimental researches of biotermic processes of composition of surface positions on the basis of suspending of sunflower in natural burtazes

Loss of nutrient nutrients of litter litter is associated with physico-chemical and microbiological processes that occur immediately after the excrement of animals, as well as during accumulation, storage and processing. Under the influence of mechanized interventions and bioconversal transformations, changes in the mass balance of nutrient components of livestock wastes and in bioenergy potential are taking place. The purpose is to study the technological processes of accelerated biodegradation composting of litter litter based on sunflower husk by technical means of mechanized composting.

Methods and techniques of research: method of field observations, methods of planning the experiment, methods of thermal and pyrometric observations, electrotechnical methods of determining the dynamics of temperature change. The temperature dynamics in the booths was studied using a personal computer to which an electronic thermometer TM-32 / H-5T with a temperature sensor system based on DS18B20 temperature sensors was connected. The temperature field of the surface or the cut of burs was determined using the thermo-testor Testo-875, which allows the analysis of temperature fields with an absolute measurement error of 0.01 ° C. As a result of the study, the dynamics of temperature variation at each point of the bourse according to the developed method is obtained.

The results of researches showed that mechanical abrasion of raw materials - aeration, provides growth of internal temperatures - 7 points of measurement on the height of the port $H_1 = 1.5$ m to a maximum temperature of 65-71 ° C and up to 50-58 ° C at the height of the port $H_2 = 1, 0$ m for 2-3 days after packing of the bouquet. At 15-17 days, the temperature drops to 50 ° C, which does not correspond to the thermophilic mode of bacterial activity, and the processes go to the mesophilic regime - up to 40 ° C. Humidification - up to 20% of the mass of the broom and aeration - effective technological techniques that provide temperature maintenance of the corresponding thermophilic regime 3-5 days more without using them.

litter, compost, burt, temperature, biotermic process

Одержано 30.10.17

UDC 631.632

Dmytro Petrenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Tamara Shepilova, PhD of Agricult. Sci.
Central Ukrainian National Technical University, Kropivnitsky, Ukraine
E-mail: petrenko.dimitriy@gmail.com

Vasyl Horobey, DSc.

Scientific-manufacturing association «Selta» of National scientific center «Institute of agriculture mechanization and electrification», Ukraine

The study of separation of seed material in the pneumatic separator-sorter of the column type

The possibility and efficiency of the separation of the grain mixture depends on the degree of overlapping of the distribution range of the rate of motion of seeds of the main crop and the particles of impurities. The objective of the research is to create a small seed separator-sorter on the basis of efficient working elements that meet modern technical and technological requirements and tasks of primary seed production.

The task of the research is to identify principal advantages and disadvantages of existing technologies, equipment and processing equipment for cleaning grain mixtures of plant seeds in order to substantiate promising technical solutions of the working elements of the separator-sorter of seed material.

While cleaning seed material, the main requirement is to remove the quarantine weed seeds completely. So, the seeds of coriander of the first reproduction should have a varietal purity of not less than 99.7%. As a criterion for the efficiency of separation of the studied grain mixture, the probability of the yield of the purified coriander was used with the separation of the veil at the level of 0.999.

Experimental data of distribution of coriander seeds and cuscutea capsules were grouped according to the number of processing of the original sample of the grain mixture. On the basis of the obtained data, the values of mathematical expectation values and the standard deviation of the velocity of motion of the components of grain mixture were calculated. The validity of approximation of the distribution of velocity of the motion was confirmed by a normal law.

It has been established that as the number of repeated processings of grain mixture with air flow increases, the separation efficiency increases and reaches its maximum after five processings. Additional processing of particles with motion velocities similar to the air flow velocity is provided by inter-channel perforated partitions, where the part of the separated mixture is removed from one channel to another, half of the removed mixtures goes from the next channel to the previous one, and the number of channels in the separator which is under development equals three.

cleaning grain mixtures, fraction, air velocity, air flow, vertical air channels, supporting grid, coriander, cuscutea

Д.И. Петренко, доц., канд. техн. наук, Т.П. Шепилова, канд. с.-г. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, г. Кропивницький, Україна

В.П. Горобей, д-р техн. наук

Научно-виробниче об'єднання «Селта» Національного наукового центру «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», Україна

Исследование разделения семенного материала в пневматическом сепараторе-сортировщике колонного типа

Возможность и эффективность разделения зерновой смеси зависит от степени перекрытия диапазона распределения скорости витания семян основной культуры и долей примесей. Целью исследований является создание малогабаритного сепаратора-сортировщика семенного материала на основе эффективных рабочих органов, отвечающих современным техническим и технологическим требованиям и задачам первичного семеноводства. Задачей этих исследований является выявление принципиальных преимуществ и недостатков существующих технологий, техники и технологического оборудования для очистки зерновых смесей семян растений с целью обоснования перспективных технических решений рабочих органов сепаратора-сортировщика семенного материала.

При очистке семенного материала главным требованием является практически полное удаление семян карантинного сорняка. Так, семена кориандра первой репродукции должно иметь сортовую чистоту не ниже 99,7%. В качестве критерия эффективности разделения зерновой смеси использована вероятность выхода очищенного кориандра при условии, что отделение повилики поддерживается на уровне 0,999.

Экспериментальные данные исследования распределения плодов кориандра и коробочек повилики были сгруппированы в зависимости от количества обработок исходного образца зерновой смеси. На основе полученных данных были рассчитаны значения математического ожидания и стандартного отклонения скорости витания компонентов зерновой смеси, а также подтверждена допустимость аппроксимации распределения скорости витания нормальному закону.

Установлено, что по мере увеличения количества повторных обработок зерновой смеси воздушным потоком эффективность разделения растет и при пяти повторях достигает максимума. Дополнительные обработки частиц со скоростями витания, близкими к скорости воздушного потока обеспечиваются межканальными перфорированными перегородками, где часть разделяемой смеси, перебрасывается с одного канала в другой, половина из перебросок со следующего канала в предыдущей, а количество каналов в сепараторе, что разрабатывается, принята равной трем.

очистка зерновой смеси, фракция, скорость воздушного потока, скорость витания, вертикальные пневматические каналы, поддерживающая сетка, кориандр, повилика

Problem statement. High quality of cleaning seed material is one of the important conditions that makes selection and seed production successful. Up to the present most breeders have used small pneumatic separators and sorting tables to clean seed material [1,2]. These machines were designed mainly in the second half of the last century and do not have the necessary accuracy of separation of grain mixtures. At the same time, a large number of working elements has been developed for the separation of grain mixtures of plant seeds. They were made as inventions and can be used to create more effective prototypes of seed cleaning machinery.

Pneumatic systems of air-and-screen seed cleaning machines and laboratory pneumatic separators are made in most cases with vertical air channels [3-5]. These separators are characterized by a short-term process of the interaction of seed material with air flow resulting low efficiency due to incomplete allocation of particles of the light fraction. It is possible to explain the process of incomplete allocation by analyzing the diagram of air velocity in the separator channel (Fig. 1).

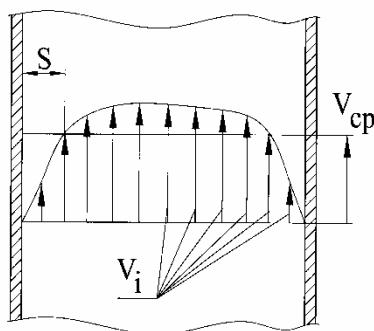


Figure 1 – Diagram of the air velocity in the separator channel

So we can observe that near the inner walls of the air channel the air velocity is almost zero. The velocity increases as the distance from the walls increases. At certain distance S from the walls of the channel, the air velocity reaches V_{cp} – the average velocity value. In the middle part of the channel the air velocity exceeds the value of V_{cp} .

The air velocity diagram shows that in the middle part of the channel particles with higher acceleration rates than the average rate of the air flow can be carried by the air flow. At

the walls of the channel the air stream is not able to carry even particles with a speed of propulsion, which have much less than the average air flow rate.

It is natural to assume that in order to increase the completeness of the allocation of light particles that affected the walls of the channel it would be desirable to immediately subject them to a repeated influence of air flow in the same channel.

Analysis of recent research and publications. As a result of the review of professional literature most intensive work has been done on the improvement of machines with vertical air channels [6-10]. In order to reduce the effect of decreasing the air flow rate near the walls, it is suggested that the walls of the air channel be lined with triangular deflectors [5]. The advantage of the separator is the return of the light particles that affected the walls to the airflow with almost minimum loss of height after encountering the wall. This property of the separator can be supplemented by the application of the supporting grid in the channel.

The well-known pneumatic seed clearing column OPS-2 is equipped with a supporting grid [4]. Part of the seeds with the velocity closed to the velocity of air flow in the upper part of the air channel touches the walls of the channel and falls along the walls before the collision with the grid. If the seeds fall along the back wall of the channel then it continues to flow through the pipe to the receiver of purified fraction. The seeds falling along the front wall of the channel fall on the top side of the grid and continue to be re-cleaned. The grid of the separator provides not only the alignment of air velocities through the intersection of the channel but also returns the part of the seeds of the light fraction to re-cleaning.

In work [11], in order to ensure a multiple cleaning by means of screening of particles sliding along the wall, there are angled deflecting shelves at the distance of 10 cm.

A number of laboratory and small cleaning machines for selection and seeding have separating vertical chambers of column type including PSKM which is a pneumatic sorting column for small-seeds, a pneumatic zigzag-type separator, a laboratory aspiration fan LVA-1A, and an aspiration column AK-1 do not have grids and perforated partitions [1].

The pneumatic separator with perforated partitions meets the requirements of the multiple processing of seeds with the velocity which is similar to the velocity of air flow [12]. The separator consists of a hopper with a dispensing device and a pneumatic channel with perforated partitions. The lower part of the pneumatic channel is closed with the angled grid. The pipe is connected to the settling chamber which is equipped with a reflective shield, located in front of the air flow regulator, the fan and the gate shutter. The fabric receiver is attached to the gate shutter. The same receiver is fixed on the inclined plane of the grid.

This multichannel aspiration separator with perforated partitions and supporting grid was selected for earlier study of a hard-to-mix grain mixture as an analogue of a small-sized column separator-sorter designed to perform selection and seed production [13, 14]. The possibility and efficiency of the separation of the grain mixture depends on the degree of overlapping of the distribution range of the rate of motion of seeds of the main crop and the particles of impurities.

Objective. The objective of the research is to create a small seed separator-sorter on the basis of efficient working elements that meet modern technical and technological requirements and tasks of primary seed production.

The task of the research is to identify principal advantages and disadvantages of existing technologies, equipment and processing equipment for cleaning grain mixtures of plant seeds in order to substantiate promising technical solutions of the working elements of the separator-sorter of seed material.

Main material. It is assumed that the velocity of motion of the seeds corresponds to the velocity of ascending air flow in which the seeds are kept up in a weighed state.

Under ideal conditions (the ascending air flow has a uniform velocity across all sections of the channel, the particle has the shape of a ball, collision of particles among themselves and the walls of the channel are absent) the velocity of the seeds is determined by the expression:

$$V = \sqrt{\frac{2mg}{kpF}}, \quad (1)$$

where V is the speed of seeds motion; m is the mass of the particle; g is the acceleration of force of weight; k is the coefficient of air resistance; p is the air density; F is the midlength section [14].

After replacing the mass of the particle by the product of its volume and density, the formula for the velocity of motion of spherical particles will be the following

$$V = \sqrt{\frac{2g\gamma\theta}{kpF}}, \quad (2)$$

where γ is the particle density; θ is the volume of the particle.

The ratio of the velocities of motion of spherical particles of the same diameter, differing in density is:

$$\frac{V_1}{V_2} = \sqrt{\frac{\gamma_1}{\gamma_2}}, \quad (3)$$

Where V_1 , γ_1 are the velocity of motion and the density of the first particle; V_2 , γ_2 are the velocity and density of the second particle.

Expression (3) shows that in the spherical particles of the same size the ratio of the velocities of motion was proportional to the value of the square root relative to their density. If such particles have different densities, then they will necessarily have different velocities. The separation of such particles by the air stream on the fraction will be accompanied by the sorting of particles by density.

The design solutions of pneumatic separators are extremely diverse. An assessment criterion is required to identify the optimal separator solutions. Such a criterion could be the completeness of the allocation of any fraction of the seeds. However, for analytical study, this criterion was not suitable since its value can only be determined experimentally.

As a necessary criterion we choose the condition that ensures maximum separation of seeds into the fraction. To substantiate this condition we consider a fragment of the theory of seed sieving on a grid separator, proposed by I.M. Grynchuk [16].

Seeds of a passing grain-size class are transported to the beginning of the sieve. When the seeds pass over a number of holes the probability of seeds sieving is estimated by the value of "k". When the seeds pass through the first series of holes, the relative amount of them will go under the sieve equal to the probability of "k", and the amount of seeds remaining on the sieve will be proportional to "1-k". In the passage of the second row of holes the amount of seeds under the sieve will be proportional to $k(1-k)$, etc. For several series of the holes the equation of completeness of seed allocation will take the form:

$$P_n = 1 - (1-k)^n, \quad (4)$$

where the index "n" is the serial number of the series of holes in the sieve.

Passage of seeds over a series of holes is essentially the test of the permeability of the seeds into the holes. From expression (4) we see that the completeness of seeds allocation increases as the number of tests increases. Accordingly, the separator with a large number of tests provides a higher complete separation of passing seeds.

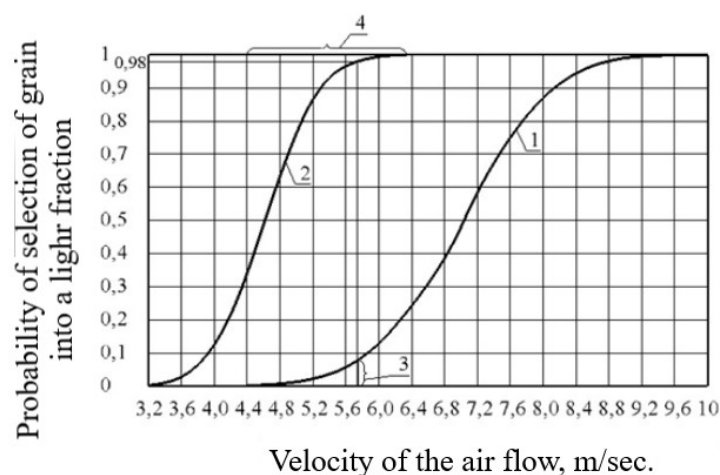
Formulated by the analogy with the above-mentioned criterion of the efficiency of the grid separator, the desired criterion for assessing the effectiveness of the pneumatic separators should be proportional to the number of tests (processings) carried out by a separator with the velocity of seeds motion closed to the air flow velocity.

The efficiency of pneumatic separators depends on the degree of overlapping of the distributions of motion velocity of the components of grain mixtures. There is no standard method to determine experimentally the velocity of seeds motion, as well as standardized pneumatic classifiers. In practice, the velocity of seeds motion is taken by the rate of the air flow which ensures the removal of grain into a selecting device [17-19].

While cleaning seed material, the main requirement is to remove the quarantine weed seeds completely. So, the seeds of coriander of the first reproduction should have a varietal purity of not less than 99.7% [20, 21]. As a criterion for the efficiency of separation of the studied grain mixture, the probability of the yield of the purified coriander was used with the separation of the veil at the level of 0.999.

Fig. 2 shows the dependencies of the distribution of the velocity coriander seeds and the capsules of cuscuta motions, calculated on the basis of the data obtained after a single processing of the sample of the source material.

Fig. 2 shows that the distribution of cuscuta overlaps more than one third of the distribution of coriander. This means that in the process of separation cuscuta the losses of the main culture will be substantial. The probability of yielding coriander seeds was calculated as the ratio of the fractions mass to the total weight of seeds that were under experiment. The probability of the output of the cuscuta capsules in the fraction was calculated in a similar way but the calculations took into account not the mass, but the number of cuscuta capsules.

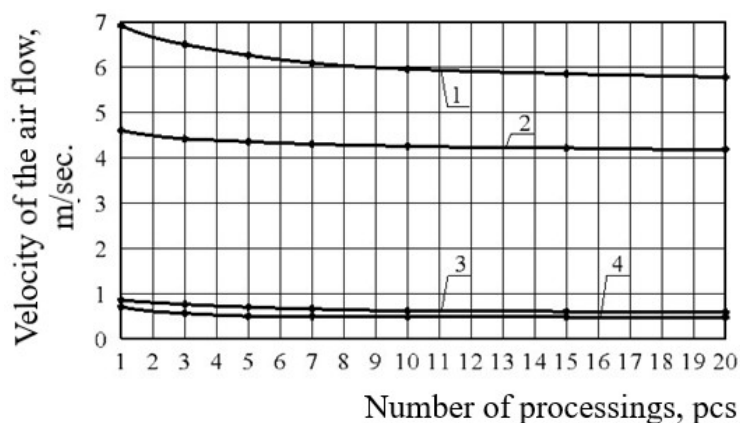


1 – coriander; 2 – cuscuta; 3 – coriander losses; 4 – overlapping of distributions.

Figure 2 – Dependence of distribution of velocity of motion of coriander seeds and cuscuta capsules upon the velocity of the air flow

Experimental data of distribution of coriander seeds and cuscuta capsules were grouped according to the number of processing of the original sample of the grain mixture. On the basis of the obtained data, the values of mathematical expectation values and the standard deviation of the velocity of motion of the components of grain mixture were calculated. The validity of approximation of the distribution of velocity of the motion was

confirmed by a normal law. Fig. 3 shows the influence of the number of processing of grain mixture on the values of the parameters of the distribution of coriander and cuscuta.



1, 2 are mathematical expectations of the velocity of motion of coriander seeds and cuscuta capsules correspondently; 3, 4 are the standard deviations of the velocity of coriander seeds and cuscuta capsules correspondently.

Figure 3 – The influence of the number of processing of grain mixture and the velocity of the air flow on the parameters of distribution of coriander seeds and cuscuta capsules.

If we increase in the number of processing of grain mixture, the values of all distribution parameters are reduced. As a criterion for the separation efficiency of grain mixture, the probability of the output of the cleaned coriander is used under the condition that the probability of separation of cuscuta is carried out at a constant maximum level. That is 99.9% of cuscuta capsules are removed into the lighter fraction.

The original material was the mixture of coriander and cuscuta chaff. Coriander was collected by hand. Cuscuta was gathered on weed plants in neglected gardens. Both cultures were threshed manually. After threshing the chaff was dried to a moisture content of 13%. Twelve samples of the original material were prepared for the research. Each sample was a carefully mixed mixture of 94g of coriander chaff and 6g of cuscuta chaff. The studies were carried out at the feed speed of $80\text{g}\cdot\text{min}^{-1}$. After establishing a stable operating mode of the separator, a hopper was filled the sample of the original material and the vibration feeder was switched on. At the end of the distribution process the vibration feeder was switched off, the material from the receiver of the light fraction was gathered into a pre-prepared and signed envelope, and the heavy fraction from the receiver was removed into the receiving hopper. Subsequently, the process of separation was repeated at the set velocity of the air flow. The envelopes had the information with the date of the experiment, the velocity of air flow and the serial number of the processed sample. After 20 processings the heavy fraction (residues) was put into the envelope.

Distribution of the received fractions included the selection of whole seeds of coriander and cuscuta capsules. Coriander seeds were weighed on laboratory scales to a tolerance of 5mg and cuscuta capsules were counted.

In order to simulate the operation of a multi-channel separator of coriander seeds of light fraction which was received after first three processings of the original material were gathered and recorded in the table as the mass of the combined fraction obtained on a three channel separator. Similarly, we received the masses of the combined fractions obtained at the 5th, 7th, 10th, 15th and 20th processings of the original material.

The shifting of the distribution of the components of grain mixture and the efficiency criterion of their separation (the probability of the yield of the cleaned coriander when 99.9% of cuscuta is removed to the waste) according to the calculations of indicators shows (Fig. 4) that as the number of processings increases, the value of the criterion increases to the maximum value for $n = 5$, and then decreases.

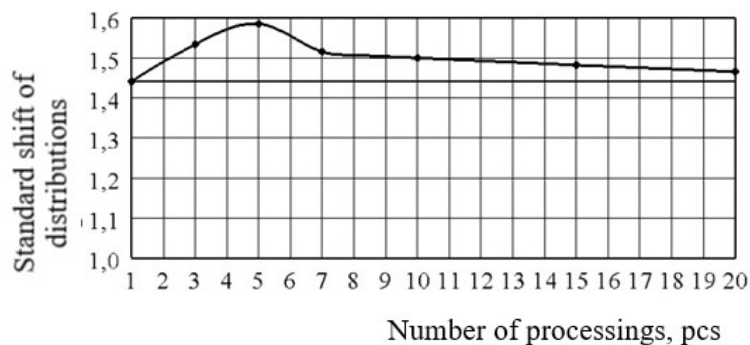


Figure 4 – The influence of the number of processings of grain mixture on the probability of yield of coriander into the cleaned fraction

However, even after 20 processings, the value of the criterion is higher than after one processing.

It was established that in the range of numbers of processings under research, the distribution of the velocity of motion of the components of grain mixture corresponds to the normal law. The acceptability of describing the distribution of the velocity of motion of the components of the grain mixture by the function of the distribution of the standard random variable was verified using the Kolmogorov criterion [21]. The criterion was calculated to estimate the probability of approximating the distribution of experimental data by the integral function of a normal law, that is the discrepancy between theoretical and experimental distribution functions both of the coriander seeds and of cuscuta capsules is insignificant.

Conclusions. The analysis of design of aspiration separators with column-type chambers which have a high degree of separation of grain mixtures was carried out. The analogue of the developed breeding and seed separator for grain mixtures which are difficult to separate was disclosed and analytical and technological research has been carried out. It has been established that as the number of repeated processings of grain mixture with air flow increases, the separation efficiency increases and reaches its maximum after five processings. Additional processing of particles with motion velocities similar to the air flow velocity is provided by inter-channel perforated partitions, where the part of the separated mixture is removed from one channel to another, half of the removed mixtures goes from the next channel to the previous one, and the number of channels in the separator which is under development equals three.

References

1. Машины и лабораторное оборудование для селекционных работ в растениеводстве [Текст] / Справ. пособие под общ. ред. В.М. Дринчи. – Воронеж: НПО «МОДЭК», 2010. – 432 с.
2. Горобей, В.П. Створення вітчизняної системи машин для селекційно-насінницької роботи в Україні [Текст] / В.П. Горобей // Наукові праці ПФ НУБіП України «КАТУ». – Сімферополь, 2010. – № 131. – С. 119-123. – (Сер. «Технічні науки»).
3. Петренко, Д.І. Ефективність розділення зернового матеріалу на фракції турбінним сепаратором [Текст] / Д.І. Петренко, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, О.В. Нестеренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2013. – Вип. 43. – част. II. – С. 230-236.

4. Трубилин, Е.И. Механизация послеуборочной обработки зерна и семян [Текст] : учебное пособие. / Е.И. Трубилин, Н.Ф. Федоренко, А.И. Тлишев. – Краснодар: КубГАУ. – 2009. – 96 с.
5. Мякин, В.Н. Пневматические сепараторы семян [Текст] / В.Н. Мякин, С.Г. Урюпин. – Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1992. – № 7. – С.39.
6. Нестеренко, О.В. Дослідження нерівномірності повітряного потоку в пневмосепаруючому каналі при багаторівневому введенні зерна [Текст] / О.В. Нестеренко, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко // Вісник Харківського національного технічного університету ім. П. Василенка. – Харків. – 2015. – Вип. 156. – С. 35–42.
7. Ямпиров, С.С. Новые селекционные машины для очистки зерна [Текст] / С.С. Ямпиров, Г.Ж. Дондокова, Н.В. Пашинова // Сборник научных докладов I Международной научно-практической конференции «Качество как условие повышения конкурентоспособности и путь к устойчивому развитию». – Улан-Удэ: ВСГТУ. – 2009. – С. 198-206.
8. Хамуев, В.Г. Обоснование параметров глубокого пневмосепарирующего канала для очистки семян от трудноотделимых примесей [Текст] : дис... канд.техн.наук: 05.20.01 / Хамуев Виктор Геннадьевич; ГНУ ВИМ Россельхозакадемии. – Москва, 2008. – 150 с.
9. Патент РФ No 2438781, МПК C1, B02B 1/00. Пневмоканал для очистки зерна [Текст] / С.С. Ямпиров, Н.В. Пашинова, Ж.Б. Цыбенков, Ц.Ц. Цыдыпов, В.Б. Балданов. Оpubл. 10.01.2012. Бюл. №1.
10. Пашинова, Н.В. Совершенствование процесса сепарации зерна в вертикальных пневмоканалах [Текст] : дис... канд.техн.наук: 05.20.01 / Пашинова Надежда Валерьевна; Вост.-Сиб. гос. ун-т технологий и упр.–Улан-Удэ, 2013. – 142 с.
11. Гималов, Х.Х. Пневмофракционная очистка семян [Текст] / Х.Х. Гималов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1989. – № 3. – С.50.
12. А.с. № 1697904 А1 (SU). Воздушный сепаратор [Текст] / В.А. Дятлев. – Заявлено 04.04.1989. Оpubл. 15.12.1991. Бюл. № 46.
13. Дятлев, В.А. Исследование влияния количества обработок семенной смеси воздушным потоком на эффективность распределения [Текст] / В.А. Дятлев, В.П. Горобей, Н.К. Линник / Техно-технологические аспекты развития и испытания новой техники и технологий для сельского хозяйства Украины: сб. науч. работ / ГНУ «Укр. научн.-иссл. ин.-т прогн. и исп. техн. и техн. для с.-х. производства им. Л. Погорелого» – Дослідницьке, 2012. – Вип. 16 (30), кн. 2. – С. 206-214.
14. Дятлев, В.А. Обоснование двухколонного многоканального сепаратора для предпосевной подготовки семенного кориандра [Текст] / В.А. Дятлев, А.Н. Сухоруков, В.П. Горобей, Н.К. Линник // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2016. – № 8. – С. 8-12.
15. Nesterenko, O. Analytical study of separation efficiency of grain in vertical pneumatic separating channel [Text] / O. Nesterenko, S. Leschenko, D. Petrenko, S. Honcharova // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – Вип. 45, ч. I. – С. 14-20.
16. Гринчук, И.М. К вопросу о теории просеваемости [Текст] / И.М. Гринчук // Сборник «Вопросы кормопроизводства». Вып. V-VI. – М.: Сельхозгиз, 1960.
17. Paratheofanous, M., Koullas, D., Fuglsang, H., & Schade, J. (1995). Biorefining of agricultural crops and residues: effect of pilot plant fractionation on properties of fibrous fractions. Biomass and Bioenergy, 8(6), 419-426.
18. Raheman, H. & Jindal, V. (2002). Drag coefficients of agricultural grains in vertical pneumatic conveying. Applied Engineering in Agriculture, 19(2), 197-202.
19. Lenaerts, B.; Aertsen, T.; Tijssens, E.; De Ketelaere, B.; Ramon, H.; De Baerdemaeker, J.; Saeys, W. (2014): Simulation of grain–straw separation by Discrete Element Modeling with bendable straw particles. Computers and Electronics in Agriculture 101, pp. 24–33.
20. Резников, А.Р. Уборка, очистка и сортировка кориандра [Текст] / А.Р. Резников, В.А. Бартенев // Эфиромасличное сырье и технология эфирных масел. МСХ СССР, ВНИИЭМК, Труды, вып. 1, Пищевая промышленность.– М., 1968. – 422 с.
21. ДСТУ 2115-92 Насіння коріандру. Сортіві і посівні якості. Технічні умови. – К.: Дежстандарт. – 1993. – 8 с.
22. Карасев, А.И. Теория вероятностей и математическая статистика [Текст] / А.И. Карасев. – М.: «Статистика», 1977. – 279 с.

Д.І. Петренко, доц., канд. техн. наук, Т.П. Шепілова, канд. с.-г. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

В.П. Горобей, д-р техн. наук

Науково-виробниче об'єднання «Селта» Наукового національного центру «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства», Україна

Дослідження поділу насіннєвого матеріалу в пневматичному сепараторі-сортувальнику колонного типу

Можливість і ефективність поділу зернової суміші залежить від ступеня перекриття діапазону розподілу швидкості витання насіння основної культури і часток домішок. Метою досліджень є створення малогабаритного сепаратора-сортувальника насіннєвого матеріалу на основі ефективних робочих органів, що відповідають сучасним технічним і технологічним вимогам і завданням первинного насінництва. Завданням цих досліджень є виявлення принципових переваг і недоліків існуючих технологій, техніки і технологічного устаткування для очищення зернових сумішей насіння рослин з метою обґрунтування перспективних технічних рішень робочих органів сепаратора-сортувальника насіннєвого матеріалу.

При очищенні насіннєвого матеріалу головною вимогою є практично повне видалення насіння карантинного бур'яну. Так, насіння коріандру першої репродукції повинно мати сортову чистоту не нижче 99,7%. Як критерій ефективності поділу зернової суміші, що досліджувалась, використана вірогідність виходу очищеного коріандру за умов, що відділення повитиці підтримується на рівні 0,999.

Експериментальні дані дослідження розподілу плодів коріандру і коробочок повитиці були згруповані залежно від кількості обробок вихідного зразка зернової суміші. На основі отриманих даних були розраховані значення математичного очікування і стандартного відхилення швидкості витання компонентів зернової суміші, а також підтверджена допустимість апроксимації розподілу швидкості витання нормальним законом.

Встановлено, що в міру збільшення кількості повторних обробок зернової суміші повітряним потоком ефективність поділу зростає і при п'ятих повторях досягає максимуму. Додаткові обробки часток зі швидкостями витання, близькими до швидкості повітряного потоку забезпечуються міжканальними перфорованими перегородками, де частина суміші, що розділяється, перекидається з одного каналу в інший, половина з перекидань з наступного каналу в попередній, а кількість каналів в сепараторі, що розробляється прийнята рівною трьом.

очищення зернової суміші, фракція, швидкість повітряного потоку, швидкість витання, вертикальні пневматичні канали, підтримуюча сітка, коріандр, повитиця

Received 04.12.17

УДК 6.31

В.И. Рублёв, проф., д-р техн. наук, И.В. Кулик, инж.

Белоцерковский национальный аграрный университет, г. Белая Церковь, Украина

E-mail: virken@yandex.ru

Обоснование территории инженерной инфраструктуры сельскохозяйственного производства для поставки техники её потребителям

Представлено обоснование производственных площадей предприятия материально-технического обеспечения, как объекта инженерной инфраструктуры сельскохозяйственных предприятий по производству сельскохозяйственной продукции. Разработаны алгоритм и методика расчёта необходимой площади для деятельности предприятия материально-технического обеспечения. Выполненные расчёты позволяют обеспечить реализацию Закона Украины "Про землеустрій" при землеустройстве предприятий инженерной инфраструктуры

сельскохозяйственная техника, территория, площадь, инженерная инфраструктура, расчёт, сельскохозяйственное производство, поставка

© В.И. Рублёв, И.В. Кулик, 2017

В.І.Рубльов, проф., д-р техн. наук, І.В. Кулик, інж.

Білоцерківський національний аграрний університет, м. Біла Церква, Україна

Обґрунтування території інженерної інфраструктури сільськогосподарського виробництва для постачання техніки її споживачам

Наведено обґрунтування виробничих площ підприємства матеріально-технічного забезпечення, як об'єкту інженерної інфраструктури сільськогосподарських підприємств щодо виробництва сільськогосподарської продукції. Розроблені алгоритм і методика розрахунку необхідної площадки для діяльності підприємства матеріально-технічного забезпечення. Розрахунки дозволяють забезпечити реалізацію Закону України "Про землеустрій" при землеустрої підприємств інженерної інфраструктури.
сільськогосподарська техніка, територія, площа, інженерна інфраструктура, розрахунок, сільськогосподарське виробництво, постачання

Постановка проблемы. Закон Украины "Про землеустрій" [1] рассматривает землеустройство, как совокупность социально-экономических и экологических мероприятий, направленных на регулирование земельных отношений и рациональную организацию территорий административно-территориальных единиц, субъектов хозяйствования, что осуществляется под влиянием общественно-избирательных отношений и развития производительных сил. Совокупность земель и земельных участков сельскохозяйственного назначения состоит из сельскохозяйственных и необходимых для их обслуживания несельскохозяйственных угодий. К ним относятся земли под полевыми дорогами, мелиоративные системы, хозяйственные пути, прогоны, линейные объекты инженерной инфраструктуры, также овраги, заболоченные земли и другие угодья, которые расположены в середине земельного массива. Они имеют общие границы и ограничены природными и/или искусственными элементами рельефа, автомобильными дорогами общего пользования, полевая защитными лесными посадками и другими защитными насаждениями, водными объектами и т.п.

Выделение из указанной совокупности земельных участков территории для инженерной инфраструктуры производства сельскохозяйственной продукции для поставки техники её потребителям предполагает проведение геодезических исследований и сопутствующих мероприятий по узакониванию территории площадки под технику. При этом возможны два варианта геодезических исследований: земля частной собственности и земля государственной собственности. Однако в обоих случаях они проводятся.

Выполнение геодезических, в том числе топографических, работ и исследований традиционно выполняется в указанной последовательности. Сам объект инженерной инфраструктуры в связи с изменением номенклатуры сельскохозяйственных машин постоянно меняется. Это связано с постоянным изменением вида сельскохозяйственной продукции, технологических процессов её производства и, соответственно, шлейфа машин. Указанное определяет проблему обоснования производственных площадей предприятия материально-технического обеспечения, как изменяющегося объекта инженерной инфраструктуры сельскохозяйственных предприятий по производству сельскохозяйственной продукции.

Анализ последних исследований и публикаций. В работах [2-4] традиционно используют методы расчётов потребности техники, исходя из её удельной потребности на 1000 га пахоты. В тоже время не учитывают проблему обоснования необходимой площади для техники и выполнения операций для её обслуживания: по хранению техники, её установке на хранение, погрузочные и разгрузочные работы при продаже и транспортировке для выполнения рабочих операций. Для их выполнения надо иметь технологические участки, которые необходимо учитывать при обосновании их общей площади. Подобных расчётов с учётом работ, как технологических процессов, в

указанных работах нет. Соответственно, геодезические, в том числе топографические работы и исследования также отсутствуют.

Постановка задания. Разработать алгоритм обоснования и расчёта площади для сельскохозяйственной техники (далее "СХТ") с учётом геодезических, в том числе топографических работ и исследований.

Задачи:

1. Определить номенклатуру геодезических, в том числе топографических, работ и исследований по организации землеустройства, как услуги её потребителям.

2. Сформулировать виды указанных работ, как технологические операции услуг [5] с учётом их последовательности и полученных результатов.

3. Разработать алгоритм обоснования необходимой площади для техники и выполнения операций для её обслуживания.

4. Разработать правила расчёта количества СХТ для удовлетворения потребности сельскохозяйственных предприятий.

5. Составить схему площадки для установки СХТ.

Изложение основного материала. При обосновании использовали процессный подход [5-7], метод информационного поиска [8, 9]. Необходимое количество техники оценивали с учётом её удельной потребности. Расположение техники на площадке, проезды рассчитывали с учётом правил техники безопасности. При расчётах использовали методы математической статистики.

Установлена номенклатура геодезических, в том числе топографических, работ и исследований по организации землеустройства, как услуги её потребителям в соответствии с Законом Украины "Про землеустрій"[1]. Она предусматривает: наблюдательные, исследовательские, топографо-геодезические, картографические, проектные и проектно-исследовательские работы, которые выполняются с целью составления документации по землеустройству. Они проводятся в следующей последовательности:

- 1) геодезические исследовательские работы;
- 2) составление плана топографической съёмки масштаба 1:500 с отображением сопутствующей ситуации, коммуникаций, рельефа и подъездных путей, находящихся в непосредственной близости;
- 3) составление схемы расположения предполагаемого участка под площадку сельскохозяйственной техники на карте;
- 4) передача материалов геодезических и топографических исследований инженеру для расчёта и проектанту для составления проекта.

Сформулированные виды указанных работ, как технологические операции услуг [5], выполняются в следующей последовательности:

1. Составляется документация по землеустройству;
2. Документация утверждается в установленном порядке и содержит:
 - текстовые и графические материалы, которыми регулируется использование и охрана земли государственной, коммунальной и личной собственности;
 - материалы обследования и разведки земли;
 - порядок и состав авторского контроля за исполнением проектов и другое.

Технологические процессы и операции предусматривают мероприятия по рациональному использованию и охране земли, формированию и организации территории объекта землеустройства с учётом их целевого назначения, ограничению в использовании и права других osób, сохранения и повышения плодородия земли.

Алгоритм обоснования необходимой площади для техники учитывает выполнение операций для её обслуживания. В зависимости от метода поставки и

грузопереработки СХТ алгоритм обоснования площади для техники определяется следующей совокупностью работ: транспортирование поставщиком, выгрузка из транспортных средств, входной контроль по количеству грузовых мест и их качеству, транспортирование на площадку для хранения или на склад, хранение, досборка машин, доставленных в виде грузовых мест, предпродажное обслуживание, приемный контроль, продажа покупателю, погрузка на транспортные средства для перевозки покупателю, транспортировка покупателю и выгрузка у покупателя.

В соответствии с четвертым пунктом расчёт размеров площадки (рис. 1) для СХТ выполняется в следующей последовательности. Размеры площадки для хранения СХТ, F_{xp} , определяют по формуле (1):

$$F_{xp} = [F_1 (1 + \delta) + F_2] / K_{cp} + F_3, \quad (1)$$

где F_1 – площадка размещения всех машин с учётом их габаритных размеров, m^2 ;

$\delta = 0,05$ – коэффициент, который учитывает резервную площадь;

F_2 – дополнительная площадь около машин в соответствии с требованиями техники безопасности, m^2 ;

K_{cp} – средний коэффициент использования площади рядов техники (0,85-0,90);

F_3 – площадь проезда около рядов машин, m^2 .

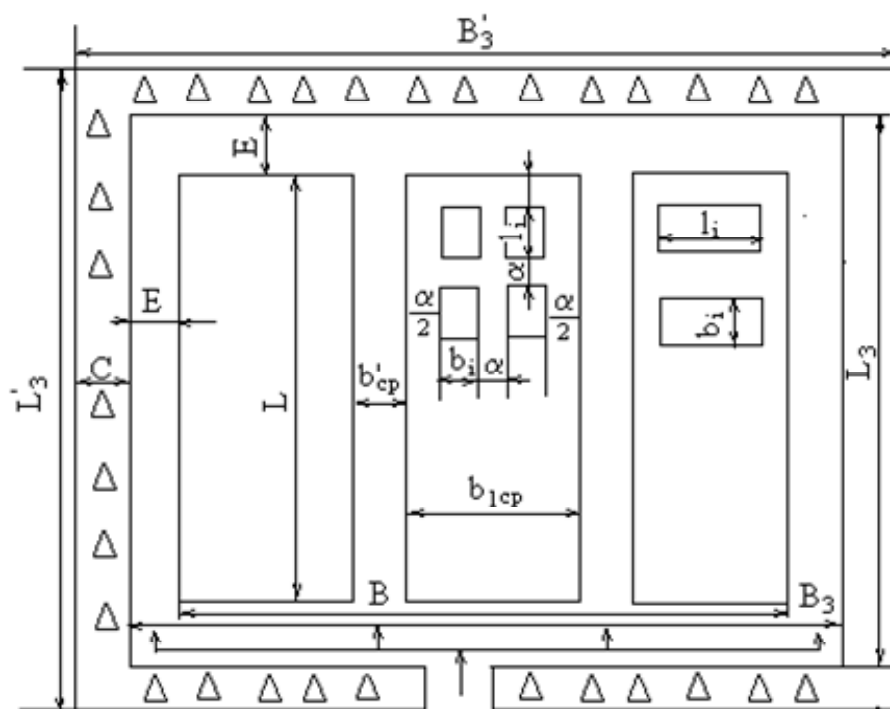


Рисунок 1 – Площадка для сельскохозяйственной техники на предприятии материально-технического обеспечения

Значение F_1 рассчитывают по формуле (2):

$$F_1 = \sum_{i=1}^N l_i b_i k_{im}, \quad (2)$$

где l_i – длина машины i -ой марки, м;
 b_i – ширина машины i -ой марки, м;
 k_{im} – количество машин i -ой марки, которые поставляются на протяжении месяца. Расчёт k_{im} по формуле (3):

$$k_{im} = k_{ip} \cdot (1 + \beta^{\text{нп}}) / 12, \quad (3)$$

где $\beta^{\text{нп}} = 0,2$ – коэффициент неравномерности поставки техники;
 k_{ip} – количество машин i -ой марки, которые поставляются на протяжении года;
 N – количество марок машин.
 Значение F_2 рассчитывают по формуле (4):

$$F_2 = \alpha k_{im} (l_{cp} + 2b_{cp} + 2\alpha) + \alpha (l_{cp} + 2\alpha), \quad (4)$$

где α – расстояние между машинами (0,4-0,8 м);
 l_{cp} и b_{cp} – средняя длина и ширина машины, м (формулы 5 и 6);
 k_{im} – количество машин на сохранении, которые поставляются в течение месяца;
 l_{cp} и b_{cp} определяют по формулам (5) и (6):

$$l_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N l_i k_{im}}{\sum_{i=1}^N k_{im}}, \quad (5)$$

$$b_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N b_i k_{im}}{\sum_{i=1}^N k_{im}}, \quad (6)$$

где l_i и b_i – длина и ширина i -ой машины, м. Их значения необходимо брать из каталогов или технических характеристик.

Длину и ширину ряда машин рассчитывают по формулам (7) и (8):

$$L = \sqrt{[F_1(1 + \delta) + F_2] \frac{j}{K_{cp}}}, \quad (7)$$

$$B = \frac{F_1(1 + \delta) + F_2}{LK_{cp}}, \quad (8)$$

где $j = 1-3$ – соотношение длины и ширины площадки для хранения машин.
 Количество рядов на площадке (рис.1), P , определяется по формуле (9)

$$P = \frac{B}{m(l_{cp} + \alpha) + \alpha}, \quad (9)$$

где m – коэффициент размещения машин в рядах (при размещении машин по одной в ряду $m = 1$, по две в ряду – $m = 2$).

Ширина площадки должна быть кратной ширине ряда. Для этого количество рядов уменьшают или увеличивают. Потом уточняют ширину площадки по формуле (10):

$$B' = P[m(l_{cp} + \alpha) + \alpha(m-1)], \quad (10)$$

где B' – уточнённая ширина площадки, м;

L' – уточнённая по формуле (11) длина площадки, м.

$$L' = \frac{F_1(1 + \delta) + F_2}{B' K_{cp}}, \quad (11)$$

Площадь около рядов F_3 определяют по формуле (12):

$$F_3 = L' b'_{cp} (P-1) + 2E[b'_{cp} (P-1) + b_{lcp} P] + 2EL', \quad (12)$$

где $b'_{cp} = 8-10$ м – средняя ширина проезда между рядами, м;

$E = 10-12$ м – ширина проезда между рядами машин и границей периметра;

b_{lcp} – средняя ширина ряда, м, определяется по формуле (13).

$$b_{lcp} = m [l_{cp} + \alpha (m-1)] + \alpha. \quad (13)$$

Общая длина площадки для хранения техники

$$L_{об} = L' + 2E. \quad (14)$$

Общая ширина площадки

$$B_{об} = B' + 2E. \quad (15)$$

Для размещения дополнительных объектов площадки увеличивают её длину $L_{об}$ или ширину $B_{об}$. Площадь ограды и озеленения определяют по формуле (16):

$$F_{оз} = 2L'_{об}C + 2B'_{об}C = 2C(L'_{об} + B'_{об}), \quad (16)$$

где $C = 2-3$ ширины зоны ограды и озеленения, м;

$L'_{об} = L_{об} + 2C$ – общая длина площадки с полосой зоны ограды и озеленения, м;

$B'_{об} = B_{об} + 2C$ – общая ширина площадки с полосой зоны ограды и озеленения, м.

Общая площадь хранения машин рассчитывается по формуле (17):

$$S = L'_{об} \cdot B'_{об}. \quad (17)$$

Выводы. Представлено обоснование производственных площадей предприятия материально-технического обеспечения, как объекта инженерной инфраструктуры сельскохозяйственных предприятий. Разработаны алгоритм и методика расчёта необходимой площади для деятельности предприятия материально-технического обеспечения по хранению техники, её установки на хранение, погрузочные и разгрузочные работы при продаже и транспортировке для выполнения рабочих

операций. Выполненные расчёты позволяют обеспечить реализацию Закона Украины "Про землеустрій" при землеустройстве территории инженерной инфраструктуры предприятий по производству сельскохозяйственной продукции.

Список литературы

1. Закон України «Про землеустрій» від 05.03.2009 р . № 1066-VI (із змінами і доповненнями) [Електронний ресурс] . –Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/858-15>.
2. Матеріально-технічна база агропромислового комплексу [Текст] / За ред. І.Й. Дороша, О.М. Проектування технологічних процесів у рослинництві [Текст] : навч. посібник / В.Д Гречкосей, В.Д. Войтюк, Р.В. Шатров [та ін.]. – Видавничий центр НУБіП України, 2011. – 364.
3. Сільськогосподарські та меліоративні машини [Текст] : підручник / Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко [та ін.]; За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
4. ГОСТ ЕСТД 3.1109-82. Термины и определения основных понятий. [Текст] М.: 1985. М.: ИПК Изд-во стандартов, 1985. – 17 с
5. ISO 9004:2009. Managing for the sustained success of an organization – A quality management approach. – LBK: British Standards Institution, 2009. – 56p.
6. ДСТУ ISO 9004-2012 (ISO 9004-2009). Управління задля досягнення сталого успіху організації. Підхід на основі управління якістю [Текст]. – Замінює ДСТУ ISO 9004-2001; введ. 27.06.2001. – К.: Мінекономрозвитку України, 2013. – 39 с.
7. ДСТУ 3574-97. Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення. К.: Держстандарт України, 1997. – 6 с.
8. Рублёв, В.И. Основы научных исследований в области экономики и управления на транспорте [Текст] : учеб. пособие / В.И. Рублёв, Т.В. Судакова, Е.В. Саклакова; Сев. Кав. ГТУ. – Ставрополь, 2003. – 200 с.
9. Рубльов В.І., Войтюк В.Д. Управління якістю технічного сервісу і сільськогосподарської техніки при постачанні: посібник [Текст] / В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк; За ред. В.І Рубльова. – К.:Видав. НАУ, 2006. – 227 с.
10. Рубльов, В.І. Особливості розрахунку потреби сільськогосподарських машин при постачанні споживачу [Текст] / Редкол.: Д.О.Мельничук (відп. ред.) [та ін.] // Науковий вісник НУБіП України. – К., 2012. – Вип. 172, ч.1. – С.77-85. – (Сер. “Техніка та енергетика АПК”).

Vladislav Rublov, prof., DSc., Ivan Kulik, Eng.

Bila Tserkva National Agricultural University, Bila Tserkva, Ukraine

The rationale for the territory of the engineering infrastructure for agricultural production to supply its technology to consumers

To develop the algorithm for grounding and calculating the area for agricultural machinery (hereinafter "AM") taking into account geodetic, topographical works and research..

Justification the production areas of the enterprise logistics, as an engineering infrastructure of the agricultural enterprises. Developed algorithm and calculation technique necessary space for the activities of the enterprise logistics storage equipment and its installation on the storage, loading and unloading works when selling and transporting to perform business operations.

Performed calculations allow for implementation of the law of Ukraine "About zemleustrij" when the land territory of infrastruktury engineering enterprises for agricultural production.

agricultural machinery, territory, area, engineering infrastructure, calculation, agricultural production, delivery

Получено 10.10.17

УДК 631.33.024.4

В.И. Сербин, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Мельник, доц., канд. техн. наук, Р.Ф. Лысый, канд. техн. наук*Государственный Аграрный Университет Молдовы, г. Кишинев, Молдова**E-mail: v.serbin@uasm.md*

Экспериментальные исследования транспортирования семян к заделывающим органам

В статье изложены результаты экспериментальных исследований транспортирования семян по вращающимся семяпроводам, при которых обеспечивается качественное выполнение технологического процесса посева пропашных культур на скоростях движения посевного агрегата до 13, 26 км/ч. Установлена функциональная зависимость скорости воздушной струи от давления, выраженного через коэффициент потерь, численное значение которого составило $\bar{K} = 0,553$ с дисперсией $\sigma^2_k = 0,0011$.

семяпроводы, параметры, угол установки, угол выброса, угол поворота, скорость вылета семени, число кадров киноплёнки, дисперсия, регрессионная модель, эмпирический график, коэффициент потерь

В.І. Сербін, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Мельник, доц., канд. техн. наук, Р.Ф. Лисий, канд. техн. наук
Державний Аграрний Університет Молдови, м. Кишинів, Молдова

Експериментальні дослідження транспортування насіння до зароблюючих органів

У статті викладені результати експериментальних досліджень транспортування насіння по обертовим насінняпроводам, при яких забезпечується якісне виконання технологічного процесу посіву пропашних культур на швидкостях руху посівного агрегату до 13, 26 км / год. Встановлено функціональна залежність швидкості повітряного струменя від тиску, вираженого через коефіцієнт втрат, чисельне значення якого склало $\bar{K} = 0,553$ з дисперсією $\sigma^2_k = 0,0011$.

насінняпроводи, параметри, кут установки, кут викиду, кут повороту, швидкість вильоту насіння, число кадрів кіноплівки, дисперсія, регресійна модель, емпіричний графік, коефіцієнт втрат

Постановка проблемы. Одной из причин, ведущих к нарушению нормального функционирования технологического процесса ротационно-лунковой сеялки, является большая продолжительность движения семян по семяпроводам. Теоретически доказано, что с возрастанием скорости движения сеялки происходит выброс семян на поверхность почвы, обусловленный запаздыванием подачи семян в лункообразователи. Поэтому, чтобы произвести обоснованный выбор рабочих режимов сеялки и правильно управлять ими, необходимо иметь данные закономерности движения семян по семяпроводам. Семяпроводы ротационно-лунковой сеялки в плоскости вращения ротора можно в принципе устанавливать с различной осевой ориентацией. Теоретически нельзя исключать варианты с любыми значениями углов установки семяпроводов, однако наибольший практический интерес представляют, естественно, сеялки с установкой семяпроводов под углами $0 \dots \pi/2$ радиан. В дальнейшем семяпроводы с нулевым углом установки будем называть радиальными, с углом установки $\pi/2$ радиан – тангенциальными. Ведущим параметром направленности семяпроводов может служить угол, образованный продольной осью семяпровода и радиусом ротора, проходящими через ячейку высевашевого аппарата.

Постановка задачи. С целью проверки теоретических предпосылок транспортирования семян была проведена серия экспериментов для определения достоверности основных положений аналитической модели движения семян по

семяпроводам. При этом предполагалось получить зависимости, характеризующие влияние исходного давления воздуха и частоты вращения колеса (скорости движения сеялки) на угол поворота колеса, при котором семя выбрасывается из семяпровода, и на его выходную скорость. Ставилась также задача определения опытным путем энергетических характеристик транспортирующего семени воздуха.

Изложение основного материала. Опыты проводились на лабораторной установке с подключением к ней источника сжатого воздуха. Давление в напорной камере высевающего аппарата определялось и контролировалось с помощью жидкостного манометра. Соответствующая каждому из контролируемых давлений скорость воздушной струи в семяпроводе вычислялось по динамическому давлению, измеряемому при помощи трубки Прандтля [1]. В опытах использовались стандартные семена, коэффициент парусности которых не превышал $0,1 \text{ м}^{-1}$.

Модель объекта исследования строилась с учетом теоретических предпосылок применительно к радиальным семяпроводам. При постоянно заданном диаметре колеса и при неизменяемой длине семяпроводов входными контролируемыми и управляемыми параметрами этой модели служили скорость воздуха в семяпроводах и частота вращения колеса. Ее выходные параметры – угол поворота семяпровода относительно горизонтальной оси колеса в момент выброса семян и скорость вылета семян из семяпровода.

Скорость воздушной струи в семяпроводе, как известно, функционально связана с давлением воздуха в камере высевающего аппарата соотношением. Поэтому в исследуемой модели скорость воздуха можно заменить давлением или напором, что в значительной мере облегчает контроль этого параметра как в ходе эксперимента, так и в производственных условиях. Выходные параметры снимались на пленку скоростной кинокамерой СКС-1М.

Методом последовательного эксперимента и анализа полученных данных предварительно была установлена область оптимизации выходных параметров модели, удовлетворяющих требованиям технологического процесса работы высевающего аппарата сеялки:

- угол поворота семяпровода при выбросе из него семян не должен превышать $75...80^{\circ}$ ($1,3...1,4$ рад);
- скорость вылета семени из семяпровода должна быть меньше $7...6 \text{ м/с}$, т.е. должна исключать возможность травмирования семян при ударе.

В результате постановки опытов была выявлена нелинейность функции отклика в зависимости от входных параметров.

На основании анализа результатов предварительных опытов было принято решение о реализации экспериментов в области оптимизации выходных параметров с помощью ортогонального центрально-композиционного плана второго порядка типа $N=3^2$ [2, 3]. При этом были установлены соответствующие требованиям области оптимизации, уровни варьирования факторов (табл. 1).

Таблица 1 – Уровни варьирования входных параметров

Уровни варьирования	Кодированное значение, x_i	Натуральное значение факторов	
		H , мм в. ст.	ω , рад/с
Верхний	1	300	6,0
Основной	0	180	4,5
Нижний	-1	60	3,0
Интервал	ε	120	1,5

Примечание: H – напор воздуха в камере высевающего аппарата; ω – угловая скорость колеса.

Следует указать, что средние значения результатов выходных параметров (табл. 2), получены путем обработки определенного числа кадров киноплёнки соответствующего опыта. В данном случае число обработанных кадров есть повторность опыта.

Таблица 2 – План и результаты эксперимента по реализации ортогонального центрально-композиционного плана второго порядка

№ опыта	Уровни варьирования факторов			Выходные параметры	
	x_1	x_2	x_1x_2	$\bar{y}_1(\varphi^0)$	$\bar{y}_2(м/с)$
1	-1	-1	+1	50,0	1,8
2	+1	-1	-1	38,5	4,5
3	-1	+1	-1	73,0	2,5
4	+1	+1	+1	46,6	5,3
5	0	0	0	40,0	3,2
6	+1	0	0	39,2	4,7
7	-1	0	0	60,8	2,1
8	0	+1	0	54,3	3,6
9	0	-1	0	45,0	3,0

Для определения среднего значения угла выброса семян (\bar{y}_1) бралась не менее чем 16-кратная повторность, а выходной скорости семени (\bar{y}_2) – трёхкратная для каждого опыта, определялась также дисперсия результатов наблюдений. При их анализе было обнаружено, что дисперсии углов выброса семян подчиняются некоторой закономерности.

Так, из сопоставления числовых значений дисперсий (табл. 3) отчетливо заметно возрастание рассева результатов опытов в зависимости от увеличения угловой скорости колеса. Причем эта закономерность носит явно нелинейный характер, что видно из левой части таблицы. Повышение давления воздуха в камере высевающего аппарата, сопровождающееся увеличением скорости струи в семяпроводе, воздействует на величину дисперсии в обратном направлении. Уменьшение дисперсии с повышением давления особенно заметно для верхнего уровня варьирования угловой скорости (левая, нижняя часть табл. 3). Однако малые величины рассеивания угла выброса семян характерны для относительно малых угловых скоростей и высоких давлений воздуха. Так, наименьшая дисперсия ($\sigma^2=1,764$) получена в опыте №2, где угловая скорость бралась на нижнем уровне ($\omega=3$ рад/с), а давление воздуха было максимальным (300 мм вод. ст.). Наибольшую дисперсию ($\sigma^2=14,12$) дал опыт №3, в котором давление устанавливалось на нижнем (60 мм вод.ст.), а угловая скорость на верхнем ($\omega=6$ рад/с) уровнях варьирования.

Не вдаваясь в детальный анализ закономерностей распределения наблюдаемых дисперсий, можно заключить, что дисперсии, соизмеримые с полученными в опыте № 3, нельзя считать приемлемыми для рабочего процесса сеялки. Это связано с тем, что большие дисперсии предопределяют необходимость снижения области оптимизации угла выброса семян за счет давления воздуха, которое также должно быть ограниченным. Если исходить из предположения, что плотность распределения данного параметра приближается к нормальному закону, то для принятых условий технологического процесса сеялки – рассеивание угла выброса семян с дисперсией $\sigma^2=7..8$ можно считать допустимым.

Таблица 3 – Дисперсии результатов наблюдений выходного параметра $\bar{y}_1(\bar{\varphi}^0)$

Влияние угловой скорости				Влияние давления			
№ опыта	Код. факт.		Дисперсия σ^2	№ опыта	Код. факт.		Дисперсия σ^2
	x_1	x_2			x_1	x_2	
1	-1	-1	3,419	1	-1	-1	3,419
7	-1	0	9,728	9	0	-1	4,00
3	-1	+1	14,120	2	+1	-1	1,764
2	+1	-1	1,764	3	-1	+1	14,120
6	+1	0	2,085	8	0	+1	8,732
4	+1	+1	4,399	4	+1	+1	4,393

Рассмотрим, далее, регрессионную модель, выражающую изменения угла выброса семян в зависимости от давления воздуха в аппарате и угловой скорости колеса, представив ее в виде полного квадратического полинома:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2. \quad (1)$$

С учетом постановки двухфакторного эксперимента, вычисление оценок коэффициентов данного полинома выполнялось по рекомендуемым методической литературой [2-5] формулам:

Для оценки коэффициентов регрессии определялись их дисперсии и критические значения с использованием следующих формул:

$$S_{b_0}^2 = 0,55556 S_y^2; S_{b_i}^2 = 0,16667 S_y^2; S_{b_{ij}}^2 = 0,25 S_y^2; S_{b_{ii}}^2 = 0,33333 S_y^2;$$

$$b_{i\text{кр}} = t_{\alpha f} S_{b_i},$$

где $(S_y)^2$ – дисперсия экспериментов.

При статической обработке результатов поставленных экспериментов было определено, что:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sigma_u^2}{N} = 5,41; S_y = 2,36.$$

По таблице t – распределения Стьюдента было найдено, что для уровня значимости критерия $\alpha=0,05$ и числа степени свободы $f=211$, $t_{\alpha f}=1,96$.

Все расчетные данные, касающиеся оценки коэффициентов регрессии математической модели приведены в табл. 4.

Таблица 4 – Коэффициенты регрессии полинома (1)

Обозначения	Расчетные значения b_i	Критические значения $b_{i\text{кр}}$	Дисперсия $S_{b_i}^2$	Среднее квадратическое S_{b_i}
b_0	43,39	3,39	3,01	1,73
b_1	-9,92	1,84	0,90	0,95
b_2	6,73	1,84	0,90	0,95
b_{12}	-3,74	2,27	1,35	1,16
b_{11}	4,93	3,21	2,71	1,64
b_{22}	4,57	3,21	2,71	1,64

Из таблицы видно, что каждый из коэффициентов регрессии по абсолютной величине превышает свое критическое значение.

Таким образом, установленная значимость указанных коэффициентов позволяет выразить искомую модель следующим уравнением:

$$\hat{y}_1 = 43,39 - 9,92x_1 + 6,73x_2 - 3,74x_1x_2 + 4,93x_1^2 + 4,57x_2^2 . \quad (2)$$

Проверка модели на адекватность проводилась по F – критерию Фишера.

Расчетное значение критерия определялось по формуле:

$$F_a = \frac{\sum_{u=1}^N (\hat{y}_1 - \bar{y}_1)_u^2}{fS_y},$$

дающей следующий результат:

$$F_a = \frac{41,2}{((9-6) \cdot 2,36)} = 5,82$$

Табличное значение F -критерия для уровня значимости 0,05 при степенях свободы (3 , ∞) составляет: $F_{таб} = 8,53$

Поэтому полученная модель адекватна, так как выполняется условие:

$$F_{таб} > F_a \Rightarrow 8,53 > 5,82$$

Результаты расчетов по проверке модели на адекватность представлены в табл. 5.

Таблица 5 – Расчеты угла выброса семян по модели

№ опыта	факторы			выходные параметры		отклонения	
	x_0	x_1	x_2	\bar{y}_1	\hat{y}_1	$\bar{y}_1 - \hat{y}_1$	$(\bar{y}_1 - \hat{y}_1)^2$
1	+1	-1	-1	50,0	52,34	2,34	5,47
2	+1	+1	-1	38,5	39,98	1,48	2,19
3	+1	-1	+1	73,0	73,28	0,28	0,078
4	+1	+1	+1	46,6	43,96	-0,64	0,41
5	+1	0	0	40,0	43,39	3,39	11,49
6	+1	+1	0	39,2	38,4	-0,8	0,64
7	+1	-1	0	60,8	58,24	-2,56	6,55
8	+1	0	-1	54,3	54,69	0,39	0,152
9	+1	0	-1	45,0	41,23	-3,77	14,213

Раскодируем это уравнение, выразив его через натуральные величины. После подстановки вместо кодированных поименных величин и соответствующих преобразований получим:

$$\varphi^0 = 73,44 - 0,112H - 10,04\omega - 0,0208H\omega + 0,00034H^2 + 2,03\omega^2 , \quad (3)$$

где H – давление, выраженное через напор в мм вод. ст.,

ω – угловая скорость вращения колеса.

Для определения влияния на функцию отклика каждого фактора в отдельности рассмотрим вытекающие из общего частные уравнения. При фиксированных уровнях

факторов, взятых со значениями $H \geq 100, 200, 300$ мм вод. ст. и $\omega \geq 4, 6, 8$ р/с, получаются следующие частные модели:

$$\varphi_{\omega=4} = 65,76 - 0,195 H + 0,00034 H^2; \quad (4)$$

$$\varphi_{\omega=6} = 86,28 - 0,237 H + 0,00034 H^2; \quad (5)$$

$$\varphi_{\omega=8} = 123,04 - 0,278 H + 0,00034 H^2; \quad (6)$$

$$\varphi_{H=100} = 65,64 - 12,12 \omega + 2,03 \omega^2; \quad (7)$$

$$\varphi_{H=200} = 64,64 - 14,2 \omega + 2,03 \omega^2; \quad (8)$$

$$\varphi_{H=300} = 70,44 - 16,28 \omega + 2,03 \omega^2. \quad (9)$$

Эти уравнения как в функции давления, так и в функции угловой скорости внешне одинаковы по форме и, следовательно, адекватно описывают явление в очень ограниченном факторном пространстве, и поэтому их значимая экстраполяция может дать неверные результаты. О характере влияния исследуемых факторов на угол выброса семян дают наглядное представление графики частных уравнений, построенные при их интерполировании в окрестностях уровней варьирования (рис.1). Необходимо также указать на близкое совпадение числовых характеристик параметров исследуемой модели, вытекающих из теоретических расчетов и опытов.

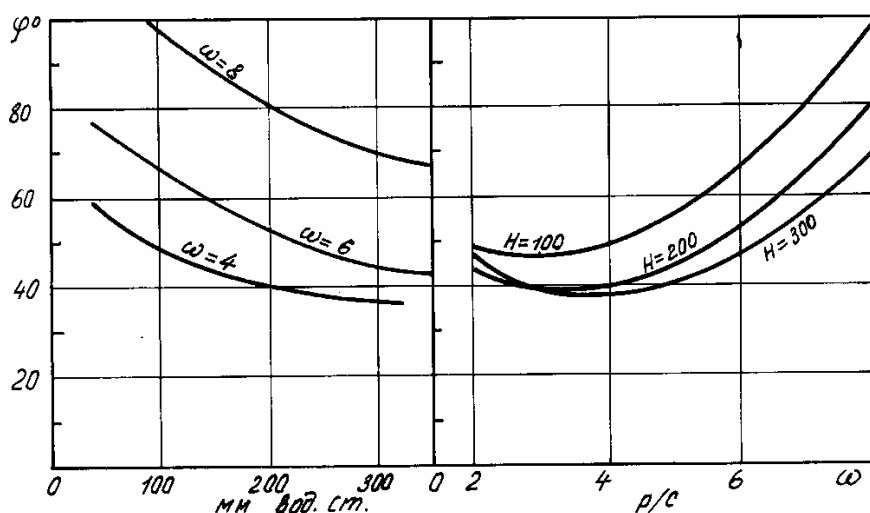


Рисунок 1 – Экспериментальные графики, отображающие влияние давления воздуха и угловой скорости колеса на угол выброса семян из семяпровода

Из эмпирических графиков, например, видно, что давление воздуха в 3 кПа (300 мм вод. ст.) обеспечивает технологический угол выброса семян $\varphi = 75^\circ$ при угловой скорости $\omega = 8$ рад/с, а для угловой скорости $\omega = 6$ рад/с для этого же угла выброса потребуется давление в 1 кПа (100 мм вод. ст.).

При давлении в 3 кПа скорости сеялки при повышении угловой скорости колеса до 8 рад/с может быть увеличена уже до 2,64 м/с или до 9,5 км/ч. Конечно, при заданной рабочей скорости сеялки в зависимости от величины диаметра колеса могут быть получены различные угловые его скорости. Однако при этом нужно иметь в виду, что угол выброса семян обратно пропорционален радиусу колеса, за счет изменения величины которого и компенсируется в достаточной степени влияние изменения окружной скорости. Таким образом, опытами установлена следующая закономерность: для большей рабочей скорости сеялки требуется большее давление воздуха в напорной

камере высевающего аппарата. За счет повышения этого давления возрастает скорость воздушного потока, транспортирующего семена по семяпроводам. Вторым выходным параметром объекта исследования была скорость семян на выходе из семяпроводов. Обработка опытных данных (таблица 2) позволила получить регрессивную модель с нормированными факторами следующего содержания:

$$\hat{y}_2 = 3,19 + 1,35x_1 + 0,35x_2 + 0,025x_1x_2 + 0,217x_1^2 + 0,11x_2^2. \quad (10)$$

Она в достаточной степени полно и точно описывает зависимость скорости семени от изменения давления воздуха и угловой скорости колеса. Представления о точности дают невязки (табл. 6), рассчитанные для каждого опыта, как видно из таблицы наибольшая невязка не превышает 0,05 м/с.

Таблица 6 – Расчеты скорости семян по модели

№ опыта	Факторы		Скорость семян		Невязки	
	x_1	x_2	$\bar{y}_2, \text{мс}^{-1}$	\hat{y}_2	$\hat{y}_2 - \bar{y}_2$	$(\hat{y}_2 - \bar{y}_2)^2$
1	-1	-1	1,8	1,84	0,04	0,0016
2	+1	-1	4,5	4,49	-0,01	0,0001
3	-1	+1	2,5	2,49	-0,01	0,0001
4	+1	+1	5,3	5,27	-0,03	0,0009
5	0	0	3,2	3,19	-0,01	0,0001
6	+1	0	4,7	4,75	0,05	0,0025
7	-1	0	2,1	2,06	-0,04	0,0016
8	0	+1	3,6	3,65	0,05	0,0025
9	0	-1	3,0	2,95	-0,05	0,0025

Среднеквадратичное отклонение невязок относительно скорости семени в центре эксперимента составляет всего около 1,2 %.

Поэтому прогнозирующую точность полученной модели следует считать достаточно высокой. Регрессивный анализ уравнения (9) указывает на то, что оба исследуемых фактора оказывают влияние на выходной параметр в одном направлении: независимо друг от друга, повышение давления воздуха и увеличение угловой скорости приводят к возрастанию скорости семян. Влияние повышения давления на рост скорости примерно в четыре раза превышает влияние на нее угловой скорости. Это видно из сопоставления коэффициентов регрессии, сопряженных с анализируемыми факторами. При этом значимость смешанного эффекта не существенна и им можно пренебречь в раскодированной форме модели. Произведя замену кодированных переменных натуральными, запишем:

$$\hat{y}_2 \Rightarrow V_\varphi = 3,19 + \frac{1,35(H - 180)}{120} + \frac{0,35(\omega - 4,5)}{1,5} + \frac{0,27(H - 180)^2}{120} + \frac{0,11(\omega - 4,5)^2}{1,5},$$

где V_φ – скорость семени на выходе из семяпровода.

После преобразования уравнения получим:

$$V_\varphi = 2,206 + 4,5 \cdot 10^{-3} H - 0,427\omega + 1,9 \cdot 10^{-5} H^2 + 7,3 \cdot 10^{-2} \omega^2. \quad (11)$$

Для фиксированных координат на различных уровнях факторного пространства графическая интерпретация этого уравнения показана на рис. 2.

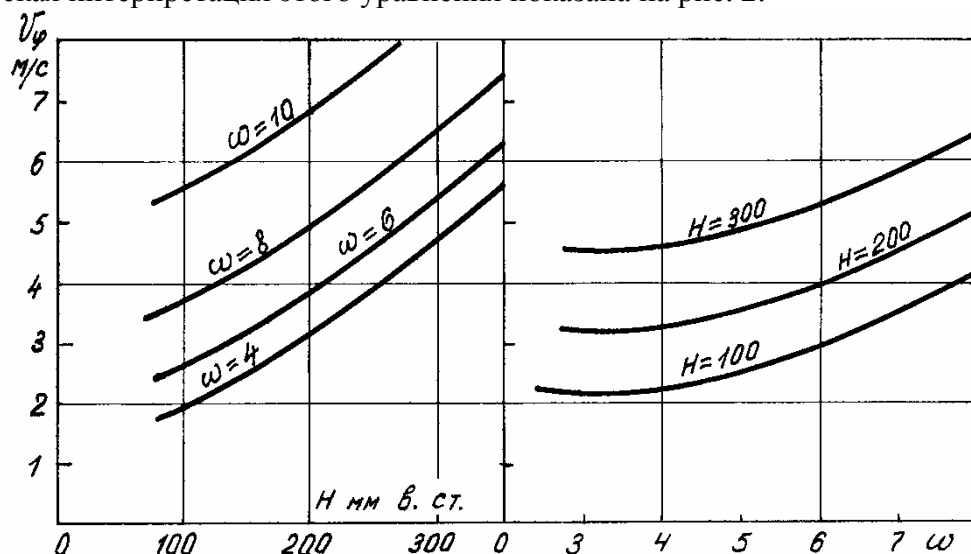


Рисунок 2 – Экспериментальные графики скорости семян на выходе из семяпровода

Отметим, что линейный эффект при параметре угловой скорости, содержащем отрицательный знак, не оказывает влияние на общую тенденцию возрастания скорости семени. Экстраполяция уравнения, которую допускает высокая точность модели, до уровня угловой скорости 8 рад/с показывает, что при давлении воздуха 300 мм. вод. ст. (3000 Па) скорость семени на выходе не превышает 7 м/с. Такая скорость, как было показано выше, вполне удовлетворяет требованиям технологического процесса по ограничению этой скорости исходя из возможности травмирования семян. При угловой скорости 6 рад/с и давлении воздуха 300 мм. вод. ст., наиболее вероятных в практическом отношении технологических параметрах работы сеялки, скорость семени на выходе едва ли достигает 5,5 м/с.

Экстраполированная часть графиков показывает, что при давлении воздуха 200 мм вод.ст. (2000 Па) угловую скорость колеса допустимо повышать до 10 рад/с, так как при этих параметрах скорость семян не будет большей 7 м/с.

Поставленные опыты позволили выявить функциональное соотношение между давлением в аппарате и скоростью воздуха в семяпроводе путем определения показателя потерь воздушного потока. Для этого использовалась формула, выведенная для решения относительно коэффициента потерь:

$$K = \sqrt{\frac{\rho}{2H}} u, \quad (12)$$

где H – давление в аппарате, Па.

В результате обработки опытных данных (табл. 7) получены следующие статические характеристики коэффициента потерь.

При этом мы замечаем, что среднее значение экспериментального коэффициента попадает в центр интервала, выбранного для него на априорном уровне при теоретических исследованиях энергетики воздушного потока.

Для интерполяции искомой функции воспользуемся уравнением (12), решенным относительно скорости воздуха.

$$u = \bar{K} \sqrt{\frac{2H}{\rho}} \quad (13)$$

Таблица 7 – Опытные значения коэффициента потерь энергии воздуха

№ опыта	давление		скорость воздуха U , м/с	K	ΔK	ΔK^2
	мм в.ст.	Па				
1	60	600	18,7	0,591	0,032	0,00144
2	180	1800	29,1	0,531	0,022	0,00048
3	300	3000	37,9	0,536	0,017	0,00029

Подставляя в эту формулу числовые значения $k = 0,553$ и $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$, получим:

$$u = 0,714\sqrt{H}, \text{ мс}^{-1}. \quad (14)$$

Графический аналог этого выражения (рис. 3) свидетельствует о достоверности и хорошей согласованности опытных данных с теорией движения воздуха по семяпроводу. На графике показана полоса вероятностного рассеивания скорости воздушной струи, полученной с учетом наибольших отклонений от среднего коэффициента потерь. Эти отклонения, в среднем не превышающие 5 м/с, можно считать несущественными в том отношении, что они оказывают малозаметное возмущающее воздействие на скорость семян.

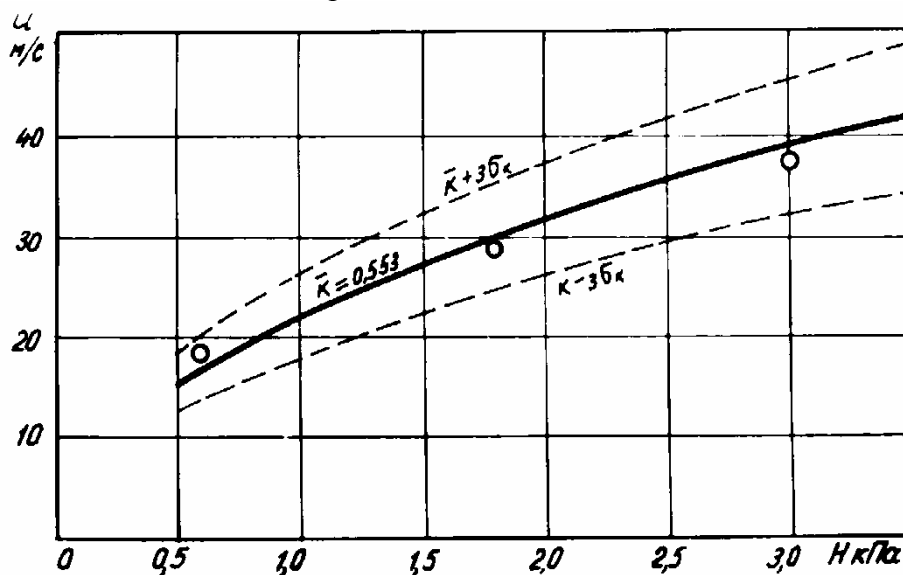


Рисунок 3 – Экспериментальная зависимость скорости воздушной струи от общего давления воздуха

В заключение необходимо подчеркнуть, что статические характеристики коэффициента потерь касаются исключительно конкретного высевающего устройства, в данном случае экспериментальной установки.

Выводы. 1. Получена регрессивная модель, характеризующая влияние давления воздуха и угловой скорости колеса (скорости сеялки) на угол выброса семян из семяпровода. При этом экспериментально подтверждена следующая закономерность: для работы сеялки на большой скорости требуется и большие давления воздуха. Для работы на скоростях 2,00...3,60 м/с (7,0...13,26 км/ч) требуется давление воздуха 1,00...3,00 кПа.

2. Выявлена неравномерность дисперсии углов выброса семян в опытах. С увеличением угловой скорости колеса и уменьшением давления воздуха рассев угла выброса заметно увеличивается, достигая на крайних уровнях неприемлемой для практики величины. Показано, что предельная дисперсия, характеризующая рассев угла выброса семян, может выражаться числами 7...8.

3. Найдено уравнение регрессии для определения скорости семян на выходе в зависимости от давления воздуха и окружной скорости колеса, удовлетворяющих требованиям технологического процесса сеялки, скорость семян на выходе не превышает 7 м/с, что меньше скорости, вызывающей травмирование семян.

4. Экспериментально определена функциональная зависимость скорости воздушной струи от давления через коэффициент потерь, числовое значение которого составило $\bar{K}=0,553$ с дисперсией $\sigma^2_K=0,0011$.

Список литературы

1. Прандтль, Л. Гидромеханика [Текст] / Л. Прандтль. – М.: ИЛ, 1949. – 520 с.
2. Вознесенский, В.А. Статистические методы планирования эксперимента в технико-экономических исследованиях [Текст] / В.А. Вознесенский. – М.: Финансы и статистика, 1981. – 249 с.
3. Красовский, Г.И. Планирование эксперимента [Текст] / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов. – Минск: БГУ им. В.И. Ленина, 1982. – 302 с.
4. Джексон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы планирования эксперимента [Текст] / Н. Джексон, Ф. Лион. – М.: Мир, 1981. – 516 с.
5. Підручник дослідника [Текст] : навч. посіб. для студ. агротехнічних спец./ О. Васильковський, С. Лещенко, К. Васильковська, Д. Петренко. – Харків: Мачулін, 2016. – 204 с.

Vladimir Serbin, prof., doctor habilitat, Yuriy Melnik, Assoc. Prof., PhD tech. sci., R. Lysyiy, PhD tech. sci.
State Agrarian University of Moldova, Chisinau, Moldova

Experimental studies of the transportation of seeds to the sealing organs

One of the reasons leading to a violation of the normal functioning of the rotational-hole drill process is the large duration of the seed movement on the seed ducts. As the seed drill speed increases, there is an emission of seeds to the surface of the soil, due to the delay in the supply of seeds to the lobes. Therefore, in order to make a reasonable choice of the operating modes of the seeder and to properly manage them, it is necessary to have data on the regularities of the movement of seeds by seed lines.

In order to verify the theoretical premises for the transportation of seeds, a series of experiments was carried out to determine the reliability of the basic provisions of the analytical model of seed movement by seed ducts. The experiments were conducted on a laboratory plant with the connection of a source of compressed air to it. The pressure in the pressure chamber of the sowing machine was determined and controlled by a liquid manometer. The air jet velocity corresponding to each of the controlled pressures was calculated from the dynamic pressure measured with the Prandtl tube. The experiments used standard seeds whose sailing coefficient did not exceed 0.1 m^{-1} .

A regressive model is obtained that characterizes the effect of air pressure and the angular velocity of the wheel (seeder speed) on the angle of ejection of seeds from the seed tube. At the same time, the following regularities have been experimentally confirmed: large air pressure is required for the drill to work at high speeds. For operation at speeds of 2.00...3.60 m/s (7.0...13.26 km/h), the air pressure is required to be 1.00 ... 3.00 kPa.

The unevenness of dispersion of the ejection angles in experiments was revealed. With the increase in the angular velocity of the wheel and the decrease in the air pressure, the dissection angle of the ejection increases markedly, reaching the magnitude unacceptable for practice at extreme levels. It is shown that the limiting dispersion characterizing the dispersion of the ejection angle of seeds can be expressed in numbers 7 ... 8.

The regression equation is used to determine the seed rate at the outlet, depending on the air pressure and the circumferential velocity of the wheel, which satisfies the requirements of the seed processor process, the seed rate at the outlet does not exceed 7 m/s, which is less than the rate causing the seed trauma.

The functional dependence of the air jet velocity on the pressure through the loss coefficient was experimentally determined, whose numerical value was $\bar{K} = 0.553$ with a dispersion $\sigma^2_K = 0.0011$.

seed tube, parameters, installation angle, ejection angle, angle of rotation, seed ejection speed, the number of film frames, variance, regression model, empirical graph, loss factor

Получено 16.10.17

УДК 621.793.7

О.І. Сідашенко, проф., канд. техн. наук, А.С. Лузан, асп.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
імені П. Василенка, м. Харків, Україна, E-mail: khadi.luzan@gmail.com*

Дослідження зносостійкості відновлювальних покриттів системи Ni-Cr-B-Si, модифікованих механоактивованими СВС-матеріалами

В статті описано дослідження ресурсозберігальної технології відновлення робочих органів сільськогосподарських машин, схильних до абразивного зносу в процесі експлуатації. Для відновлення методом електродугової наплавки запропонований композиційний матеріал на основі порошкового матеріалу системи Ni-Cr-B-Si, модифікований механоактивованим матеріалом, отриманим із застосуванням СВС-процесу. Результати дослідження показали, що зносостійкість розробленого композиційного матеріалу перевищує зносостійкість наплавленого шару порошком марки ПГ-10Н-01 в 2 рази, що дозволяє рекомендувати його для збільшення ресурсу відновлених робочих органів сільськогосподарських машин.

композиційний матеріал, СВС-процес, механоактивування, матричний матеріал, карбід, оксид, наплавка, зносостійкість

А.И. Сидашенко, проф., канд. техн. наук, А.С. Лузан, асп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства
имени П. Василенка, г. Харьков, Украина*

Исследование износостойкости восстановительных покрытий системы Ni-Cr-B-Si, модифицированных механоактивированными СВС-материалами

В статье описано исследование ресурсосберегающей технологии восстановления рабочих органов сельскохозяйственных машин, подверженных абразивному износу в процессе эксплуатации. Для восстановления методом электродуговой наплавки предложен композиционный материал на основе порошкового материала системы Ni-Cr-B-Si, модифицированный механоактивированным материалом, полученным с применением СВС-процесса. Результаты исследования показали, что износостойкость разработанного композиционного материала превышает износостойкость наплавленного слоя порошком марки ПГ-10Н-01 в 2 раза, что позволяет рекомендовать его для увеличения ресурса восстановленных рабочих органов сельскохозяйственных машин.

композиционный материал, СВС-процесс, механоактивация, матричный материал, карбид, оксид, наплавка, износостойкость

Постановка проблеми. Абразивне зношування є головним чинником, що обмежує ресурс робочих органів сільськогосподарських машин. До робочих органів сільськогосподарських машин відносяться лемеші плугів, відвали плугів, диски важких борін, лушпильників, стрічасті лапи культиваторів і інші. Підвищити термін служби деталей сільськогосподарських машин, що працюють в умовах інтенсивного абразивного зносу, можливо шляхом наплавлення зносостійкого покриття на їх робочі поверхні.

Застосовувані в даний час для відновлення зношених поверхонь деталей сільськогосподарських машин порошки на основі нікелю (ГОСТ 21448-75, ТУУ 322-19-004-96, ТУ ІЕЗ 374-83) не завжди забезпечують необхідний ресурс їх роботи в умовах сухого тертя, який найчастіше нижчий за імпорتنі аналоги в 1,5 - 2 рази.

У зв'язку з цим, підвищення зносостійкості робочих органів сільськогосподарських машин вітчизняного виробництва, є актуальною проблемою для виробників і споживачів.

Одне з принципово нових напрямків полягає в отриманні зносостійких покриттів з композиційних порошкових матеріалів, синтезованих із застосуванням СВС-процесу, методом дугового наплавлення. Дана технологія відповідає вимогам ресурсозбереження без збільшення витрат на її реалізацію.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як зазначено в роботі [1], значний прогрес щодо підвищення якості покриттів пов'язаний з використанням в процесі напилення композиційних матеріалів, які володіють комплексом особливих, взаємодоповнюючих фізико-хімічних властивостей, що дозволяє отримувати покриття багатофункціонального призначення. До найбільш перспективних композиційних матеріалів відносяться дисперсно-зміцнені. Структура цих матеріалів представляє собою матрицю з металу або сплаву, в обсязі якої рівномірно розподілена зміцнююча фаза. В якості зміцнюючої фази доцільно застосовувати оксиди, нітриди, бори́ди, інтерметаліди, які можна отримати методом високотемпературного синтезу (СВС).

СВС-процес не тільки нова технологія використання відомих матеріалів, але і можливість створення нових типів матеріалів. Як приклад можна відзначити позитивні результати експериментів з отримання складних оксидних нанопорошків, ниткоподібних кристалів безкисневої кераміки, анізотропної оксидної кераміки, функціонально-градієнтних матеріалів, безкисневих монокристалів і ін. [2, 3].

Технологія СВС є ефективним енерго- і ресурсозберігаючим методом отримання композиційних порошків [4]. Метод заснований на використанні екзотермічного ефекту реакцій взаємодії металів з вуглецем, кремнієм, бором, азотом та ін. Сутність процесу полягає в тому, що після локального ініціювання реакція протікає у вузькій зоні – хвилі горіння, яка переміщається по виробу за рахунок теплопередачі. В якості реагентів застосовуються суміші наступних елементів: металів з неметалами, металів з металами, неметалів з неметалами або їх з'єднань, що виділяють при взаємодії велику кількість тепла.

Загальну схему процесу можна представити в наступному вигляді [5]:

$$X(i) + Y(i) = Z(k), \quad (1)$$

де $X(i)$ – реагент в твердому стані;

$Y(i)$ – реагент в твердому, рідкому або газоподібному стані;

$Z(k)$ – продукт синтезу (карбіди, бори́ди, силіциди, нітриди, інтерметаліди і ін.) в конденсованій фазі.

СВС-процес дозволяє синтезувати композиції, отримання яких іншими відомими способами вимагає великих витрат, складного і дорогого обладнання або взагалі неможливо [6]. Крім того СВС дозволяє отримати багатокомпонентні продукти в одну стадію навіть в системах матеріалів, що значно відрізняються за властивостями. Для вирішення цих завдань розроблено понад 30 технологічних різновидів СВС, які об'єднані в шість основних технологічних типів – ТТ [7]. Всі шість технологічних типів СВС-технологій побудовані за єдиним принципом. Узагальнена система СВС-технологій представлена на рис. 1 [8].



Рисунок 1 – Узагальнена схема СВС-технологій

В роботі [9] представлені деякі результати досліджень і практичного застосування СВС-твердих сплавів. Основу промислових безвольфрамових твердих сплавів, як відомо, складають карбіди і карбонітриди титану. У ряді випадків для поліпшення експлуатаційних властивостей до складу твердих сплавів вводять додатково карбіди танталу, ніобію, цирконію та ін. В Інституті структурної макрокінетики і проблем матеріалознавства РФ вдалося синтезувати карбід титану з титану і вуглецю, різного складу в області гомогенності, в тому числі близького за складом до стехіометричному, який перевершував по хімічній чистоті свій пічний аналог. Однак, особливості протікання екзотермічних реакцій, зокрема високі температури синтезу (до 3200 ° С), які в 1,5-2 рази перевершують параметри пічного виробництва карбіду титану, сприяли утворенню продукту з формою і властивостями частинок, близькими до монокристалів. Тому для таких порошкових матеріалів була визначена ефективна область їх застосування – абразивна промисловість. Спільно з Інститутом проблем матеріалознавства Української академії наук був створений новий клас абразивних шліфувальних порошоків і паст, зокрема карбідокремнієвих, алмазних, паст Гойя та ін.

Для використання СВС-продуктів у виробництві твердосплавних матеріалів і виробів з порошку великий інтерес представляє можливість отримання в одну стадію складних композицій з декількох карбідів, а також карбідів з нітридами, боридами і іншими тугоплавкими сполуками. Найбільш детально був досліджений порошок подвійного карбіду $TiC-Mo_2C$ з різним співвідношенням компонентів. На основі цих порошоків були виготовлені твердосплавні матеріали з Ni -зв'язкою (від 8 до 16 мас.%). Процес спікання здійснювався в високотемпературних вакуумних печах. З сплавів на основі титан-молібденового карбіду були виготовлені ріжучі пластини і прес-матриці для синтезу штучних алмазів. Ріжучі властивості пластин визначалися при точінні сталі 45 в порівнянні зі сплавом Т15К6. Результати показали, що сплав з 92% мас. титан-молібденового складу $Ti_{0,95}Mo_{0,05}C_{0,95}$ і 8% мас. нікелевої зв'язки володіє високими ріжучими властивостями і може використовуватися для точіння металів замість промислового, що містить вольфрам Т15К6 [9].

Цікаві результати порівняльного аналізу властивостей твердих сплавів на основі СВС-порошків, вироблених в Росії (Черноголовке), і традиційних пічних порошоків фірм інших країн були отримані японськими дослідниками. При однаковій твердості міцність твердих сплавів, отриманих за участю СВС-порошків, значно вище. Японським дослідникам вдалося отримати твердий сплав складу $TiC-WC-TaC$ з кобальтової зв'язкою на основі СВС-порошків TiC і TaC з дуже високим значенням межі міцності на вигин (2330 МПа), конкуруючим з міцністю вольфрамових сплавів.

В Інституті порошкової металургії (м. Мінськ) більше 25 років ведуться інтенсивні дослідження і розробка технологічних процесів високотемпературного синтезу композиційних порошоків. Результати досліджень і створені термодинамічні і фізичні моделі дозволили розробити технології отримання широкого спектру композиційних СВС-порошків типу «металева зв'язка - тугоплавкое з'єднання», в тому числі такі, що не мають аналогів в світі. Як зв'язок використовуються метали, металеві сплави на основі заліза, нікелю, алюмінію і інтерметаллідів – $NiAl$, $FeAl$, $TiAl$, $TiNi$. В якості тугоплавких сполук використовують карбіди титану, хрому, кремнію та їх комбінації, а також оксиди алюмінію, титану і хрому [5].

Одним з нових напрямків для газотермічних покриттів є застосування попередньо механоактивованих композиційних матеріалів в процесах високотемпературного синтезу [10].

За допомогою СВС-порошків можна отримувати захисні покриття різного

складу і з різними властивостями, використовуючи методи плазмового і детонаційного напилення. В якості сировини для покриттів були досліджені СВС-порошки: TiC, TiN, TiC-TiN, TiB₂, W₂C-WC, Cr₃C₂, Al₂O₃-Cr₂O₃, TiC-Cr₃C₂ і ін. Прикладом ефективного використання СВС-порошків в захисних покриттях є титан-хромовий карбід (TiC-Cr₃C₂), плакований нікелем, і композит на основі цього карбіду з нікелем, отриманий в одну стадію при горінні Ti, Cr, C і Ni. Плазмові покриття на основі СВС-титан-хромового карбіду були випробувані в цілях заміни карбіду хрому, що застосовується в провідних країнах світу для захисту відповідальних деталей авіаційної та іншої техніки. Слабкою стороною покриттів на основі товарного карбіду хрому є їх недостатньо висока твердість і зносостійкість. Покриття з композитних порошків мають дуже високі показники зносостійкості. Основну перевірку захисні покриття на основі СВС-титан-хромового покриття пройшли на реальних деталях машин і агрегатів, що працюють в умовах високотемпературного зносу при впливі віброударів і багаторазових циклічних і термоциклічних навантажень, в умовах фреттинг-корозії в окислювальному середовищі до 900 ° С. Конкретний приклад – СВС-покриття на бандажних полицях лопаток газотурбінних двигунів з титанових сплавів, які збільшили ресурс їх роботи майже необмежено. Захисні СВС-покриття в даний час вже працюють на реальних авіаційних двигунах. За даними Інституту проблем матеріалознавства Академії наук України, одна тонна СВС-порошку економить 40-200 тонн високолегованих сталей [11].

В роботі [12] наведені результати розробки композиційних СВС-матеріалів системи Р6М5 + TiC і NiCr-сталь + TiC, які призначені для зміцнення деталей методами електродугової наплавки і детонаційного напилення та застосовуються для підвищення ресурсу стрілачастих лап культиваторів і сіялок.

Є відомості про розробку електродів СВС-класу, що дозволяють наплавляти захисне покриття з твердістю 63-70 HRC, зносостійкість якого в 1,2 - 1,5 рази вище зносостійкості твердих сплавів типу ВК в абразивному середовищі [13].

В умовах інтенсивної експлуатації сільськогосподарських машин важливе значення має оперативне і якісне відновлення їх деталей і вузлів. Одним з найбільш ефективних методів відновлення є нанесення на поверхню деталей покриттів з композиційних СВС-матеріалів, що володіють необхідним рівнем експлуатаційних властивостей [14].

У зв'язку з цим, питання дослідження, аналізу і збільшення ресурсу робочих органів сільськогосподарських машин електродуговим наплавленням композиційних СВС-матеріалів є дуже актуальними як в теоретичному, так і в практичному відношенні.

Постановка завдання. Розробити композиційний матеріал на основі порошкового матеріалу системи Ni-Cr-B-Si, модифікований механоактивованим матеріалом, отриманим із застосуванням СВС-процесу.

Викад основного матеріалу. Найбільш популярними є композиції на основі карбіду титану. Це пов'язано з високим екзотермічним ефектом реакції утворення карбіду титану з елементів (2), що забезпечує широкий вибір матеріалу зв'язки [15]:



В результаті виділяється тепло температура твердих і розплавлених продуктів реакції досягає 2500-3500 К, тому реакція не залежить від зовнішніх джерел нагріву і може поширюватися як хвиля горіння, сама виробляє енергію для свого поширення. Незважаючи на високу температуру, перехід будь-якого з компонентів суміші в газову фазу незначний, і ним можна знехтувати.

Крім цього, висока твердість і зносостійкість карбіду титану забезпечують відмінні механічні властивості композицій на його основі. В якості металевих зв'язок використовують залізо, нікель, кобальт, алюміній, мідь і сплави на їх основі.

У відповідності зі сказаним, для дослідження в якості вихідних матеріалів використовували порошки титану марки ВТ1-0 і вуглецю марки ПМ-15 з метою синтезування карбіду титану. А також для збільшення теплового ефекту і зносостійкості оксид заліза Fe_2O_3 , алюмінієвий порошок (пудра) ПАП-1 ГОСТ 5494-95 і термореагуючий порошок алюмінідами нікелю ПТ-НА-01. Функцію металевої зв'язки (матричного матеріалу) виконував самофлюсуючий наплавочний порошок марки ПГ-10Н-01 і ПТ-НА-01.

Обрані компоненти змішувалися і отримана порошкова суміш піддавалася механічній активації. Вибір даного способу впливу на матеріали обумовлений необхідністю створення композитів, в мікрооб'ємах яких повинна відбуватися реакція СВС.

Для отримання механоактивованих порошкових сумішей застосовувався метод механічної активації в планетарних кульових млинах АГО-2.

У проведених експериментах об'єм барабанів – 160 см^3 , діаметр куль – 4-5 мм, маса куль 200 г. Час процесу механоактивації варіювався в діапазоні від 2 до 6 хвилин.

Дугова наплавка здійснювалася на заготовки зі сталі 20. Наплавлення виконували з використанням інверторного джерела живлення Патон ВДІ-200Р DC TIG.

Наплавочну суміш отримували за такою технологією:

- змішування і механоактивація порошків Ti , C , Fe_2O_3 , Al і матричного матеріалу 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01;

- самопоширюючийся високотемпературний синтез карбідів;

- дроблення і механоактивація композиту, отриманого на першому етапі, і додаткової кількості матричного матеріалу.

Наплавлення СВС-механокомпозитів проводилося графітовим електродом діаметром 10 мм.

Дослідження структури проводилося за допомогою оптичного мікроскопа МІМ-8.

Мікротвердість покриттів вимірювалася на твердомірі марки ПМТ - 3 згідно ГОСТ 9450-76.

СВС проводили на циліндричних зразках в умовах фронтального здійснення синтезу. Підпалювання реагуючого складу здійснювалося електричною дугою (рис. 2, 3).



Рисунок 2 – СВС-процес формування композиційного матеріалу
70% ($\text{Ti}+\text{C}+\text{Fe}_2\text{O}_3+\text{Al}$) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01



а - спек; б - структура композиційного матеріалу

Рисунок 3 – Композиційний матеріал 70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01 після СВС-процесу

Після отримання композиційного матеріалу у вигляді спека здійснювали його дроблення, додавали матричний матеріал ПГ-10Н-01 в кількості 80-90% і здійснювали механоактиваційну обробку для поліпшення технологічних властивостей при наплавленні (рис.4).

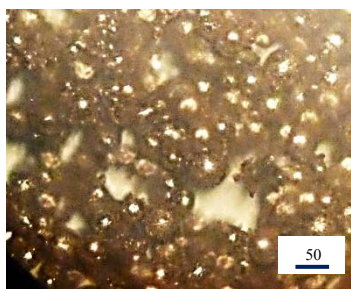


Рисунок 4 – Композиційний матеріал 10% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 90% ПГ-10Н-01 після механоактиваційної обробки (180 с)

Результати досліджень мікротвердості покриттів, отриманих з композиційних матеріалів складу 10% {(70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 90% ПГ-10Н-01} і {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01}, свідчать про те, що в наплавленому шарі присутні частки карбідів – імовірно це карбід титану TiC і заліза Fe₃C. Так, наприклад, мікротвердість покриття, отриманого шляхом наплавлення композиційного матеріалу складу {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01} на сталеву основу, перевищує мікротвердість матричного металу (760 HV) і становить 780 HV. Товщина перехідної зони між наплавленим шаром і металом основи дорівнює ~ 200 мкм.

Результати триботехнічних випробувань наплавлених матеріалів показали явні переваги покриттів, наплавлених композиційним матеріалом {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01} в порівнянні з покриттям з матеріалу матриці ПГ-10Н-01 (рис. 5).

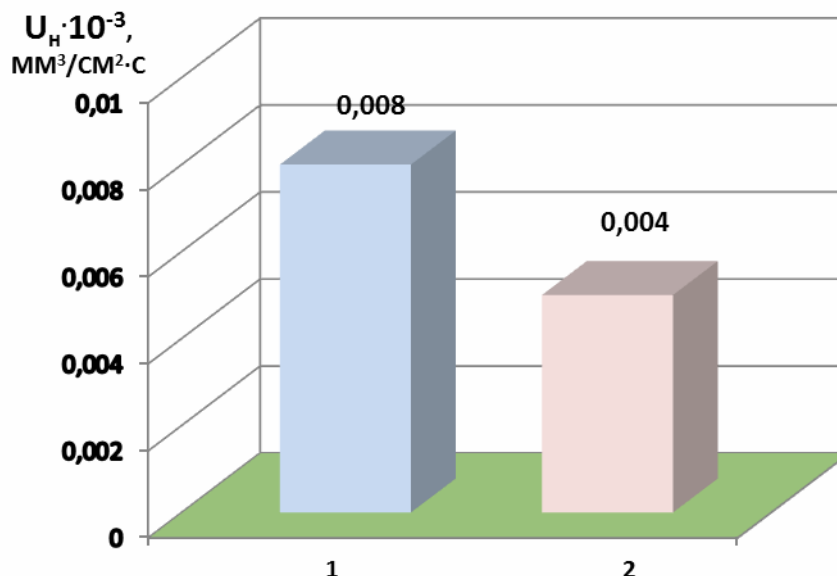


Рисунок 5 – Інтенсивність зношування в процесі нормального тертя в середовищі індустриального мастила пар: покриття ПГ-10Н-01 – сталь 45 HRC 50 (1); покриття з композиційного матеріалу {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01} – сталь 45 HRC 50 (2)

З рис. 5 видно, що інтенсивність зношування покриття, наплавленого з композиційного матеріалу {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01}, отриманого по СВС технології, в 2 рази менше, ніж покриття ПГ-10Н-01.

Мікроструктура наплавлених покриттів на основі сплаву ПГ-10Н-01 з композиційним матеріалом також відрізняється. У покриття, що містить композиційний матеріал, отриманий із застосуванням СВС-процесу вона більш дрібнозерниста і має однорідний характер (рис. 6).

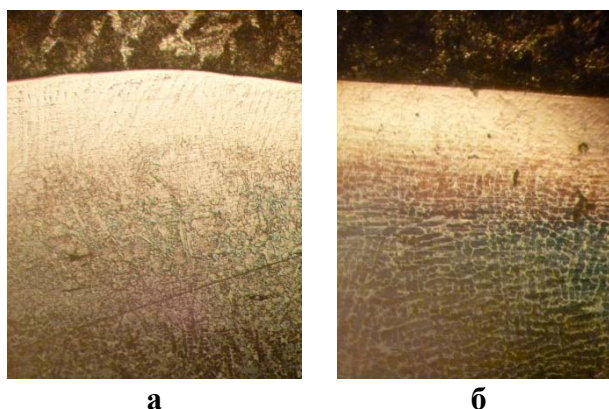


Рисунок 6 – Мікроструктура наплавлених покриттів на сталь 20, $\times 100$:
а – покриття ПГ-10Н-01; б – композиційне покриття {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01}

Можна припустити, що цьому сприяють синтезовані із застосуванням СВС-процесу карбіди титану і заліза, рівномірно розташовані в наплавленому шарі, що також забезпечує стабільність властивостей по товщині покриття.

Висновки. Запропоновано композиційний матеріал на основі порошкового матеріалу системи Ni-Cr-B-Si, модифікований механоактивованим матеріалом складів {10% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 90% ПГ-10Н-01} або {20% (70% (Ti+C+Fe₂O₃+Al) + 20% ПГ-10Н-01 + 10% ПТ-НА-01) + 80% ПГ-10Н-01}, котрий має більш високу зносостійкість в порівнянні з сплавом ПГ-10Н-01.

Результати дослідження мікротвердості показали її збільшення у композиційного матеріалу в порівнянні з матричним ПГ-10Н-01 и становить 780 HV.

Мікроструктура композиційного матеріалу більш дрібнозерниста і має однорідний характер.

Список літератури

1. Яковлев, В.И. Научно-технологические основы создания защитных покрытий из композиционных механоактивированных свс-материалов методом детонационно-газового напыления [Текст] : автореф. дис. ... докт. техн. наук : спец. 05.03.06. «Технология и машины сварочного производства» / В.И. Яковлев. - М., 2008. - 30 с.
2. Merzhanov, A.G. SHS technology [Text] / A.G. Merzhanov // Adv. Mater. - 1992. - Vol. 4. - No. 4. - P. 294-295.
3. Merzhanov, A.G. Advanced SHS ceramics: Today and tomorrow morning [Text] / A.G. Merzhanov // Ceramics: Toward the 21st century. Symposium on Ceram. Proceedings. Commemorating the Centennial of the Ceram. Soc. of Japan / Eds. N. Soda, A. Kato. 16-18 October, 1991. Yokohama, Japan. Tokyo: Ceram Soc. Jap. Publ., 1991. - P. 378-403.
4. Физическая химия. Современные проблемы. Ежегодник [Текст] / Под ред. акад. Я.М. Колотыркина. - М. : Химия, 1983. - 224 с.
5. 50 лет порошковой металлургии Беларуси. История, достижения, перспективы [Текст] / ред. кол.: А.Ф. Ильюшенко, Е.Е. Петюшик, В.В. Савич. - Минск, 2010. - 632 с.
6. Левашов, А.Е. Физико-химические и технологические основы самораспространяющегося высокотемпературного синтеза [Текст] / А.Е. Левашов, А.С. Рогачев, В.И. Юхвид и др. - М. : Издательство БИНОМ, 1999. - 176 с.
7. Merzhanov, A.G. Tverdoglennoe gorenie / A.G. Merzhanov, A.S. Mukas'jan. - М. : TORUS PRESS, 2007. - 336 с.
8. Мержанов, А.Г. Твердопламенное горение [Текст] / А.Г. Мержанов, А.С. Мукасян. - М. : ТОРУС ПРЕСС, 2007. - 336 с.
9. Боровинская, И.П. СВС – твердые сплавы на пороге XXI века [Текст] / И.П. Боровинская // Машиностроитель. - 2000. - №3. - С.15-20.
10. Evstigneev, V.V. Poluchenie i issledovanie nanostrukturnykh detonacion-nyh pokrytij na detaljah mashinostroenija s ispol'zovaniem mehanokompozitov tipa TiB₂-Cu [Text] / V.V. Evstigneev, V.I. Jakovlev, S.I. Gibel'gauz i dr. // Polzunovskij vest-nik. - 2007. - № 4. - S. 155-161.
11. Применение современных материалов для изготовления и ремонта деталей машин [Текст] / Н.Р. Шоль, В.Д. Люосев, Л.Я. Иконникова, В.Ю. Прохоров. - Ухта: УГТУ, 2004. - 251 с.
12. Ситников, А.А. Новые порошковые материалы из СВС-композитов для электродуговой наплавки износостойких покрытий [Текст] / А.А. Ситников, В.И. Яковлев, М.Е. Татаркин // Инновации в машиностроении: Материалы 1-й международной научно-практической конференции. - Бийск: Изд-во АлтГТУ, 2010. - С. 191-193.
13. Пилипченко, О.В. Наплавления матеріалами СВС-класу [Текст] / О.В. Пилипченко // Метали, технології та обладнання. - 2009. - № 24. - С. 15-16.
14. Лузан, С.А. СВС-процессы в технологиях упрочнения и восстановления деталей машин наплавкой и газотермическими способами напыления покрытий (обзор) [Текст] / С.А. Лузан, А.И. Сидашенко, А.С. Лузан // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. - Харків: 2016. - № 6. - С. 152-162.
15. Рогачев, А.С. Горение для синтеза материалов: введение в структурную макрокинетическую [Текст] / А.С. Рогачев, А.С. Мукасян. - М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. - 400 с.

Olexandr Sidashenko, Prof., Phd tech. sci., A. Luzan, post-graduate

Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine

Research of the wear resistance Ni-Cr-B-Si, reduction coatings modified with mechanically activated SHS materials

The article describes the research of resource-saving technology restoration working organs of agricultural machines, subject to abrasive wear during operation.

A composite material based on the Ni-Cr-B-Si powder material modified with mechanically activated material obtained using the SHS process is proposed for restoration by electric arc welding.

The results of the research showed that the wear resistance of the developed composite material exceeds the wear resistance of the weld layer by the PG-10N-01 powder by a factor of 2, which allows recommending it for increasing the life of the restored working organs of agricultural machines.

composite material, SHS-process, mechanoactivation, matrix material, carbide, oxide, surfacing, wear resistance

Одержано 31.10.17

УДК 621.791

Т.С. Скобло, проф., д-р техн. наук, А.И. Сидашенко, проф., канд. техн. наук, И.Н. Рыбалко, канд. техн. наук, А.В. Марков, инж.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина

E-mail: kafedraTSRP@i.ua

Применение модифицирующих присадок для восстановления деталей машин

Выполнены исследования по оценке эффективности способа модифицирования процесса восстановления стальных деталей наплавкой для повышения износостойкости. Модифицирование предусматривает повышение качества восстанавливаемого слоя и переходной зоны. Поиск технологических приёмов введения добавки показал, что такие требования к качеству может быть обеспечено дозированным её вводом в жидкую ванну. Установлено, что оптимальной является присадка углеродсодержащей микроалмазной фазы 5-7% от доли проволоки. Сопоставительно оценена возможность использования в качестве модификатора (нано- и микро) природного углеродсодержащего компонента – шунгита и вторичного сырья.

модифицирование, нано- и микроалмазы, шунгит, детонационная шихта

Т.С. Скобло, проф., д-р техн. наук, О.І. Сідашенко, проф., канд. техн. наук, І.М. Рибалко, канд. техн. наук, О.В. Марков, інж.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенко, м. Харків, Україна

Використання модифікуючих домішок для відновлення деталей машин

Виконано дослідження з оцінки ефективності способу модифікування процесу відновлення сталевих деталей наплавленням для підвищення зносостійкості. Модифікування передбачає підвищення якості відновлюваного шару і перехідної зони. Пошук технологічних прийомів введення добавки показав, що такі вимоги до якості може бути забезпечене дозованим її введенням в рідку ванну. Встановлено, що оптимальною є присадка вуглецевмісної мікроалмазної фази 5-7% від частки дроту. Порівняльно оцінена можливість використання в якості модифікатора (нано- та мікро) природного вуглецевмісного компонента - шунгіта і вторинної сировини.

модифікування, нано- та мікроалмази, шунгіт, детонаційна шихта, зносостійкість, відновлювальне наплавлення

Постановка проблемы. Для повышения эксплуатационной стойкости изделий в процессе их восстановления используют наплавочные материалы с легирующими добавками. При реализации технологического процесса, с учётом требований эксплуатации, вводят различные компоненты. Если производство предусматривает использование поточных линий с большим набором восстанавливаемых деталей, то, с учётом требований по достижению физико-механических свойств и структуры металла, будет эффективным применение значительного набора различных марок проволок для удовлетворения такой потребности. Для малых объемов восстановления это весьма затратная технология. Поэтому было принято решение для повышения твердости и износостойкости покрытий опробовать модифицирование нанопорошками алмаза и природного фуллерена (шунгита) для упрочнения восстанавливаемого слоя наплавкой. Можно предположить, что введение таких порошков позволит не только обеспечить упрочнение при наплавке за счет измельчения зерна, но и снизит износ изделий в процессе эксплуатации.

Выполнены исследования по получению детонационной шихты, которая может быть использована как для модифицирования жидкого металла при восстановительной наплавке изделий, так и ввода в различные смазки для повышения эксплуатационной стойкости деталей и сопряжений.

Для утилизации использовали 12,7 мм патроны с обычной пулей, срок хранения которых истек, согласно действующей нормативной документации.

Патроны утилизировали методом сжигания при нагреве до температуры самопроизвольной их детонации с доступом кислорода без добавления вспомогательных детонирующих веществ [1].

Шихта при таком способе утилизации была разделена на первом этапе на две фракции: не магнитная и магнитная.

Проведенными экспериментами было установлено, что полученную методом сжигания мелкую шихту можно легко разделить по компонентам при следующих обработках: в начале отделением магнитной составляющей (отделяется фракция, содержащая окислы железа), а затем оставшуюся не магнитную – просевом через сито (отделяется дисперсная углеродосодержащая фракция и частично окислы меди, железа) и более грубая сфероидизированная фракция, содержащая медь, углерод и железо.

Крупная фракция может быть использована при выплавке металла.

Такое разделение позволяет использовать полученное вторичное сырье для производства и восстановления различных изделий из черных и цветных металлов.

Анализом установлено, что в не магнитной шихте углерод, в основном, находится в виде алмазных включений (нано- и дисперсных) и частично – графита.

При используемом способе детонации легкоплавкие компоненты утилизируемого сырья оплавливались уже в начале периода обработки и самопроизвольно поступали через отверстия, сформированные в дне емкости, используемые для детонации. Основным содержанием шихты являются 3,37-3,43% C, 2,9% Fe, 3,14% Cu.

Прежде чем оценить эффективность использования такой шихты в качестве модифицирующей присадки было необходимо оценить влияние размера фракций её составляющих и степень вклада в достижение необходимых эксплуатационных показателей (оценить характер переходной зоны при наплавке, склонность к развитию дефектов, напряжённое состояние, величину формируемого зерна, распределение химических элементов по сечению восстановленного слоя). Поскольку это трудно реализовать при использовании такой шихты, т.к. в одном зерне порошка могут находиться все перечисленные компоненты, то провели предварительное моделирование для установления влияния наиболее значимого влияния углерода в виде

алмазных порошков различных фракций – нано- и микро, полученных также детонационным методом, а также природного углеродсодержащего компонента – шунгита (дробленного специально).

Анализ последних исследований и публикаций. В ранее проведенных исследованиях по применению нано- и микродобавок углеродсодержащих модифицирующих присадок, была показана эффективность их использования для увеличения эксплуатационной стойкости резьбовых соединений. Такой модификатор детонационной шихты [2, 3] вводили в пластичную смазку, и он существенно повышал срок службы сопряжений, т.к. содержал достаточно большое количество кислорода и обеспечивал формирование вторичных защитных структур (окисных плёнок).

Что касается других типов модифицирующих присадок, то также имеется значительный опыт их использования [4, 5] при восстановительной наплавке различными методами (лазерный, электродом, проволокой со специальной её подготовкой к введению различных композиций). В связи с этим представляет интерес и установление возможности использования с оценкой степени эффективности применения детонационной шихты для повышения прочности сцепления покрытия с основой, измельчения зерна, уменьшения зоны термического влияния, что одновременно существенно снизит затраты по сравнению с модифицированием дорогими присадками нано- и дисперсных алмазов специального производства.

Постановка задания. В связи с этим целью работы явилось проведение сопоставительного анализа для установления влияния различных фракций модифицирующих присадок для оценки эффективности процесса восстановления и упрочнения деталей с обоснованием параметров процесса.

Для выполнения поставленной цели использовали комплексные, современные методики исследований.

Изложение основного материала. На первом этапе введение наноалмазов разных фракций, а также дробленного шунгита осуществляли путем нанесения шликерного покрытия на 20мм вал, а затем аналогичный эксперимент провели при дозированном введении модифицирующих присадок с нанесением лунок на проволоку и, заполнением их порошком. При нанесении порошка в качестве связующего элемента использовали клей ПВА. После просушки слой оплавливали с использованием проволоки Св-08Г2С. Долю вводимой присадки изучали в пределах 3-15% по отношению к металлу электрода или проволоки.

Зона проплавления, в среднем, составляла 5 мм. Одновременно вал наплавляли той же проволокой Св-08Г2С без ввода упрочняющих добавок. Исследования микрошлифов до травления показало, что в наплавленном слое формируется минимальное количество неметаллических включений, в то время как их доля в основном металле существенно выше. При наплавке с использованием наноалмазного порошка выявлено наличие дисперсных включений черного и белого цветов.

В этом случае белые включения дисперсностью 50 – 100 нм располагаются слоями, которые характеризуют его поэтапную кристаллизацию за счёт их оседания на границу раздела жидкость → кристаллизующийся слой. Более мелкие включения нанопорошка в жидком слое, находясь во взвешенном состоянии, затем выделяются по телу и границам зёрен. Наблюдаемое связано с тем, что эти включения оседают по мере формирования зон кристаллизации при многослойной наплавке. Крупные темные включения (агрегатированные наноалмазы) располагаются равномерно и не выкрашиваются по мере подготовки шлифа к металлографическим исследованиям.

Включения шунгита характеризуются чёрным цветом и большими размерами, что связано с недостаточным дроблением из-за очень высокой их твердости.

Мелкие включения наноалмазов выделяются по границам зёрен, которые

отличаются повышенным уровнем микротвёрдости. Так, микротвёрдость зёрен с добавкой нанодиазмов на 20% выше, чем при наплавке без их ввода.

Для более равномерного распределения нанодиазмов исследовали их дозированный ввод за счет нанесения лунок определённого размера, согласно патента [6].

После травления наиболее мелкозернистая структура характерна для наплавленного слоя с добавкой нанодиазмов (рис. 1). Размер зёрен не превышает 3-5 мкм. Феррит располагается по границам зёрен. Структура зёрен матрицы – игольчатый бейнит.

При введении шунгита структура наплавленного слоя характеризуется заметной неоднородностью – различными по размеру зёрнами (рис. 2). Шунгит также как и нанодиазмы не растворяется. Его включения более крупные и вместе с ферритом располагаются по границам зёрен. Структура зёрен матрицы – игольчатый бейнит, который практически не отличается от наплавки с введением нанодиазмов.

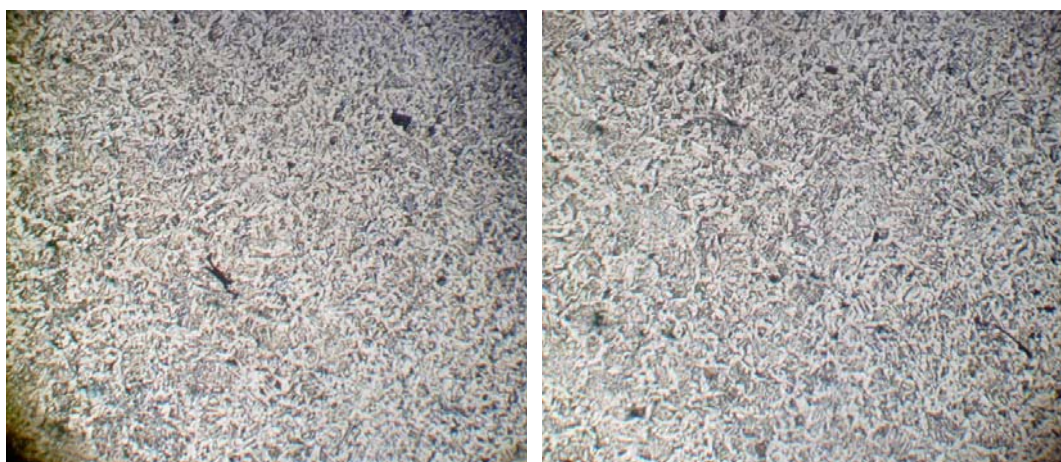


Рисунок 1 – Микроструктура зоны наплавленного слоя с введением нанодиазмов, x1000

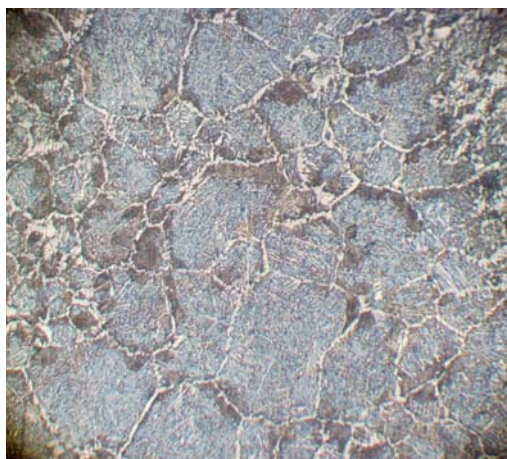


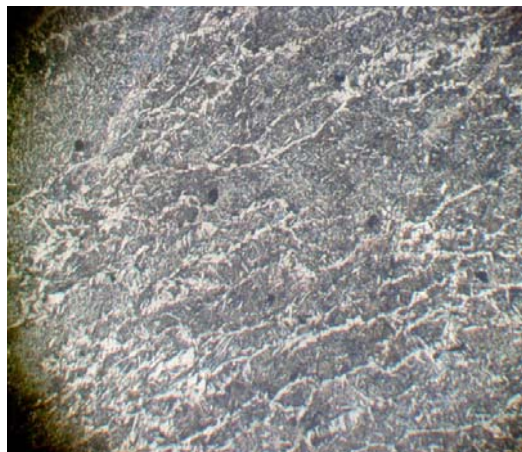
Рисунок 2 – Микроструктура зоны наплавленного слоя, модифицированного шунгитом, x1000

Без добавок модифицирующих порошков структура существенно отличается. В таком покрытии формируются дендриты, и они направлены в сторону к теплоотводу при кристаллизации (рис.3), формируются вытянутые зёрна. Феррит располагается как по границам зёрен, так и по их телу, а также полосами в виде отдельных выделений и скоплений (рис. 3). Наиболее мелкое зерно и его равномерное распределение характерно для наплавки с нанопорошками и дозированным их вводом. Зона

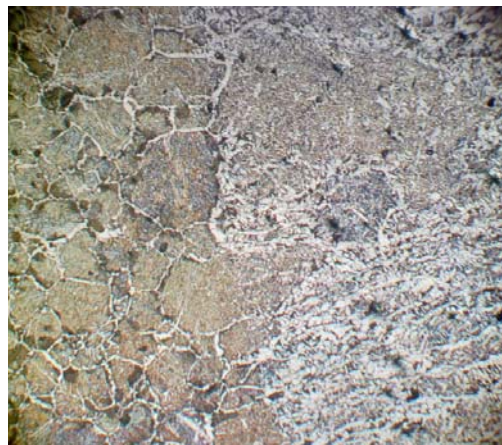
сплавлення с добавками микро- и наноалмазов, шунгита (рис. 4) имеет волнистый характер, в то время как при наплавке только проволокой она резко выражена и, в ряде случаев, отличается прямолинейностью, наличием трещин и пористостью на границе раздела (рис. 5).



Рисунок 3 – Микроструктура зоны наплавленного слоя без ввода модификаторов x1000



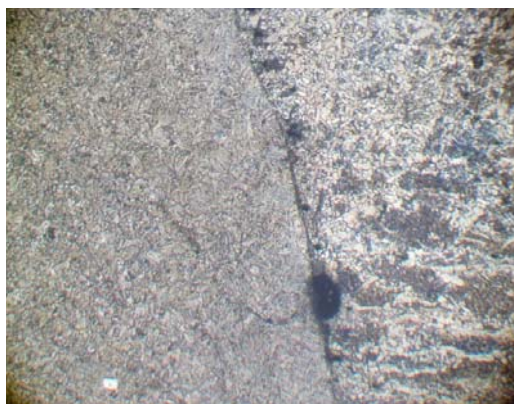
а



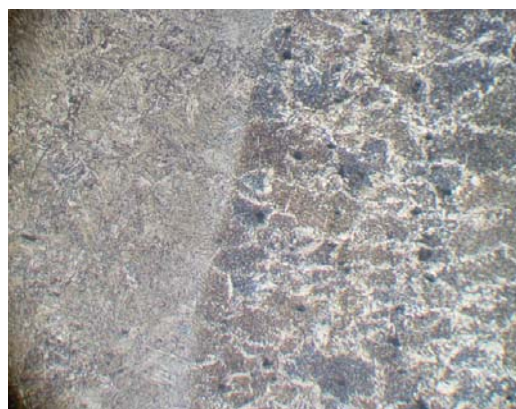
б

а – шунгита, x100; б – наноалмазов, x1000

Рисунок 4 – Граница раздела при наплавке с добавками



а



б

а – трещина на границе раздела; б – чётко выраженная переходная зона

Рисунок 5 – Граница раздела при наплавке без добавок углеродсодержащих порошков, x1000

Измерения микротвердости показали, что при введении микроалмазов в зону наплавки, она также повышается на 20%. При введении шунгита микротвёрдость возрастает на 11%. Это свидетельствует о том, что углесодержащие включения этой присадки имеют больший размер и их меньше, зерно крупнее. Можно предположить, что шунгит, введённый при наплавке был плохо раздроблен, из-за чего отмечалась большая структурная неоднородность, чем при введении наноалмазов. Микротвердость в исходном материале составляла, в среднем, Н-50-185. При введении наноалмазов в зоне феррита с наличием включений она достигала Н-50-214-221, а в зонах без них – Н-50-157-161. Микротвердость феррита при введении шунгита достигала Н-50-175-214, а - сорбита Н-50-185-227, т.е. при его введении микротвердость изменялась в более широких пределах. В зоне термического влияния при введении алмазного порошка микротвердость не отличается от зон без него и составляет Н-50-112-214. При введении шунгита уровень микротвердости в зоне термического влияния, в среднем, выше на 15% и составляет Н-50-221-237. Наблюдаемое связано с тем, что введение порошка меньшей дисперсности больше снижало температуру жидкой ванны, чем при введении нано- и микродисперсных порошков алмазов.

В связи с тем, что включения наноалмазов располагаются зонально, то дополнительно анализировали микротвёрдость при нагрузке 20 г. В этом случае исследования показали, что микротвёрдость в различных зонах с введением нанопорошка возрастает в 1,54 раза (с Н-20-237 до Н-20-321), что существенно может увеличить износостойкость восстановленных изделий.

В результате проведенных исследований было выявлено, что оптимальной температурой наплавки является 1550-1600°C при вводе таких модифицирующих присадок.

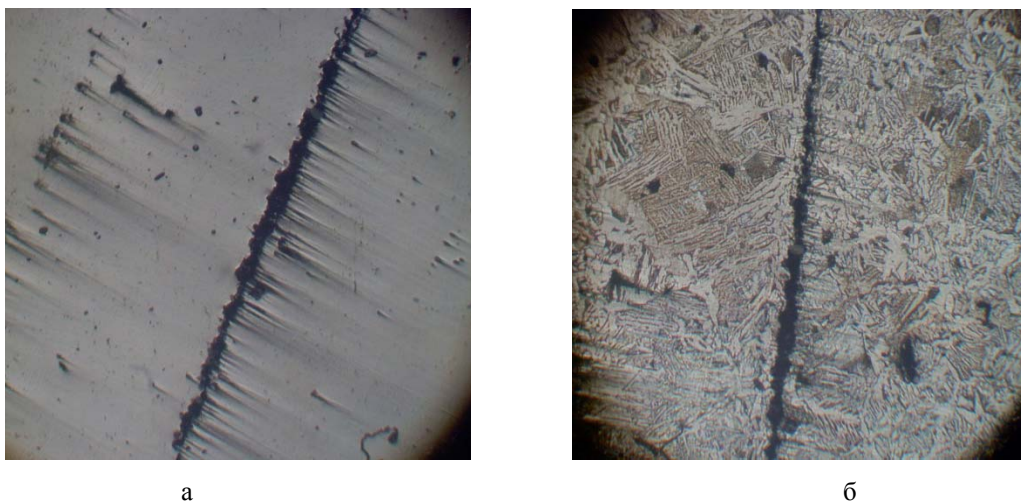
Метод опробован для восстановления изделий из сталей 30ГСЛ, 20ГСЛ. Эффективно может быть использована проволока Св08Г2С, $d=1,2$ мм. Для равномерного распределения исследуемых добавок, которые плавятся лишь при $t=4000^{\circ}\text{C}$, эффективным будет обеспечение их дозированного ввода.

Эту проблему решали нанесением (накаткой) роликом лунок с двух сторон на проволоке и с использованием специальной технологии заполнения их порошком, что обеспечило послойный дозированный ввод присадки [7]. Как показали эксперименты, доля вводимых порошков (нано– и дисперсных алмазов или шунгита) должна находиться в пределах 5-7% от массы проволоки, что, примерно, в два раза меньше, чем при использовании для модифицирования шлакообразующих смесей.

Основными оптимальными параметрами технологического процесса являются: сила тока 160А; напряжение 20В; смещение проволоки с зенита – 2 мм; скорость подачи проволоки – 0,04 м/с; частота вращения вала $d=35$ мм – 2 об/мин.

Для формирования лунок на проволоке использовали давление роликами 0,30-0,60 кН. При этом лунки имели глубину 0,13-0,19 мм, а их диаметр составлял 0,35-0,52мм [2]. Расстояние между лунками изменяли с учетом необходимой доли вводимого модификатора.

При отклонении от оптимальных параметров нанесения покрытий с дозированным вводом модифицирующей присадки не формировалась волнистая переходная зона (15-30мкм в сечении), которая надежно обеспечивает соединение с основной. С увеличением доли вводимого углеродсодержащего модификатора отмечалось его выпадение на границе с основным металлом в виде скоплений микро- и наноалмазов и формированием трещин, также послойным выделением их скоплений (см. рис. 5,а и рис. 6).



а – до травления; б – после травления 4%-ным раствором азотной кислоты в этиловом спирте, x1000

Рисунок 6 – Выпадение на границе раздела покрытие-основа скоплений наноалмазов

Детальный анализ влияния на структурообразование различных углеродсодержащих добавок показал, что независимо от размера их фракций такие модифицирующие присадки являются эффективными. Наибольший вклад в измельчение зерен и формировании волнистой границы с основой при кристаллизации вносят наноалмазы. В детонационной шихте от утилизации боеприпасов формируется как нано- так и микродисперсные алмазы, поэтому можно предположить об эффективном использовании такого материала для модифицирования при восстановлении деталей наплавкой.

Их эффективное влияние определяется измельчением зерна, повышением износостойкости и прочности переходного слоя за счет неоднородного оседания на дно жидкой ванны единичных наноалмазов и формирования «волнистой» переходной зоны при дозированном вводе присадки.

Применение наноалмазов является дорогой присадкой для модифицирования и потому целесообразным будет использование дисперсной, специально подготовленной и дробленой не магнитной детонационной шихты, получаемой при утилизации боеприпасов, которая в своем составе содержит микро- и наноалмазы.

С учётом этого целесообразно оценить их распределение в зонах наплавки и переходной, чтобы обеспечить повышение необходимых показателей прочности, твердости и износостойкости изделий.

Для реализации этого провели следующие исследования:

- разделили получаемую шихту по фракциям и составу;
- оценили распределение компонентов, которые были введены с наплавкой проволокой и добавкой детонационной шихты.

При наплавке использовали немагнитную составляющую детонационной шихты с размером зерен от нано- до 20 мкм от утилизированных патронов, а в качестве проволоки использовали марку ER-321 при формировании на ней лунок для дозированного ввода. Такая проволока выбрана в связи с тем, что рассматривали вариант восстановления деталей с покрытием из нержавеющей стали.

Локальным спектральным анализом установлено, что в нанесенном слое (рис. 7, зоны анализа 1 и 4) содержание выявленных компонентов довольно близкое. Колебания в концентрации: 0,06C; 0,8Si; 1,7Mn; 19,0Cr; 9,0Ni; 0,6Ti, что не превышает 3-5%. Восстановленный наплавкой слой отличается однородностью по распределению

углерода, кремния, титана и алюминия. В этом слое выявлена минимальная доля серы и меди. Незначительные колебания характерны для распределения марганца (0,99-1,24%), что может быть связано с формированием дисперсных неметаллических включений MnS, т. к. только в таких зонах выявлено содержание серы, равное 0,02-0,07% (табл. 1).

Анализируя данные распределения компонентов в переходной зоне восстановленного слоя при повышенной доле вводимой шихты, алмазы оседают на границу раздела, почти полностью покрывая её и, при этом, не формируется волнистая структура сплавления. При этом, по сравнению с концентрацией компонентов основы, отмечаются следующие изменения: углерод (см. рис. 7, зоны анализа 2 и 3) возрастает на 30% по сравнению с наплавленным слоем, что свидетельствует о повышенном осаждении наноалмазов, содержащихся в шихте, на дно жидкой ванны. Это также подтверждается и тем, что в этих зонах дополнительно выявлен кислород, концентрация которого довольно близкая 0,94-1,0%, а этот компонент входит в наноалмазы, полученные детонационным методом (табл. 2).

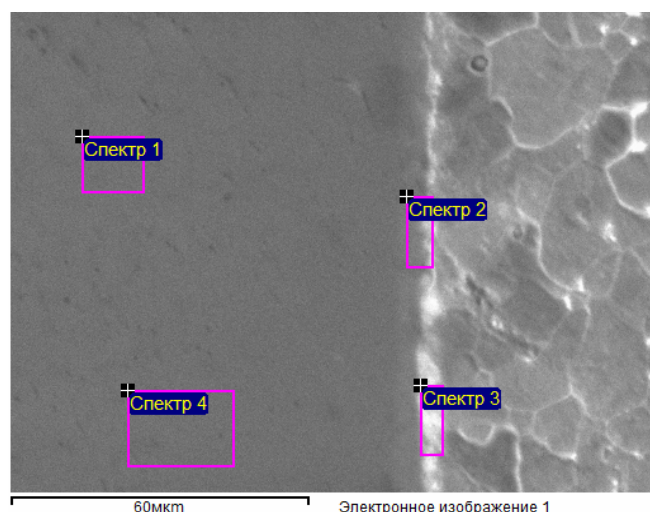


Рисунок 7 – Микрорентгеноспектральный анализ восстановленного слоя и переходной зоны при вводе шихты 10-12% относительно доли проволоки

Таблица 1 – Распределение химических элементов в восстановленном слое и переходной зоне

Химические элементы	Спектры			
	1	2	3	4
C	6,39	8,01	8,28	6,61
Al	0,07	-	-	0,06
Si	0,25	-	0,08	0,29
S	0,07	-	-	0,02
Ti	0,44	-	-	0,57
Cr	16,92	5,00	3,97	16,33
Mn	1,48	0,61	0,46	1,18
Fe	83,19	99,17	99,83	84,65
Ni	5,99	1,48	1,15	5,82
Cu	0,13	-	-	0,05
O	-	0,94	1,00	-
Na	-	-	-	0,01

Характерным для переходного слоя при оптимальной добавке вводимого модификатора является снижение концентраций хрома и никеля, которые не превышают 5-10% от их доли в наплавленном слое (снижается до 3,97 и 1,15 соответственно). Вместе с тем, их концентрация по периметру переходной зоны довольно однородная. Наличие таких компонентов в переходной зоне определяется их диффузией при наплавке, что обеспечивает повышенную прочность сцепления. В этой зоне снижается концентрация марганца до 0,46% и кремния до 0,08%. Их доля определяется содержанием компонентов основного металла. Кроме того, в переходной зоне отсутствуют алюминий, титан и медь, которые были в небольших количествах внесены в наплавленный слой вместе с проволокой и модифицирующей шихтой.

На глубине 70 мкм от зоны сплавления (табл. 2) концентрация хрома не превышает 0,21%, а никель отсутствует, то есть на этой глубине уже полностью не проявляются диффузионные процессы. В основном металле (зона анализа 4) дополнительно выявлены лишь кремний (0,09) и марганец (0,53%).

Статистический анализ наплавленной зоны, а в ряде случаев и переходной, дополнительно выявили наличие натрия. Анализом установлено, что компоненты Na, O, Ti, Al, S распределены не равномерно, то есть не во всех анализируемых зонах они выявляются (табл. 2). В переходной зоне отмечается увеличение доли углерода (в среднем, до 25%). Одновременно появляется кислород до (1,1%), что подтверждает наличие оседающих дисперсных алмазов.

Таблица 2 – Распределение компонентов в спектрах

Химические элементы	Спектры и концентрации компонентов, исследуемых в различных зонах			
	1	2	3	4
C	5,48	6,05	5,42	5,65
Si	-	0,04	-	0,09
S	-	0,13	-	0,12
Ti	-	0,32	-	-
Cr	1,76	2,79	0,21	-
Mn	-	0,57	0,24	0,53
Fe	93,62	91,59	93,83	88,23
Ni	0,55	0,94	-	-

Оптимальной концентрацией вводимой детонационной шихты является добавка 5-7%, которая обеспечивает незначительное количество осаждения дисперсных алмазов на границу наплавленной зоны с основным металлом детали, что формирует ее волнистой и значительно повышает прочность сцепления. Обеспечения такого эффекта осуществляли дозированным вводом шихты в процессе наплавки. Из приведенного рис. 8 видно, что в этом случае концентрация Cr, Ni, Mn достаточно равномерная в наплавленном слое и заметно снижается в переходной зоне и основном металле.

На рис. 9 приведена микроструктура наплавленного слоя с модифицированием не магнитной фракции мелкой детонационной шихты от утилизации боеприпасов.

Четко видно, что при оптимальной добавке модификатора граница сплавления формируется волнистой и изменяется в пределах 15-20мкм. Это обеспечивает высокую прочность сцепления покрытия с основой. В случае неиспользования дозированного ввода модифицирующей присадки отмечается осаждение дисперсных алмазов в жидкой ванне на ее дно - границу наносимых слоев с возможным появлением трещин и формированием неоднородной структуры. Разработанная технология повышения эксплуатационных свойств покрытий с использованием детонационной шихты для модифицирования защищена патентом Украины №98213 [7].

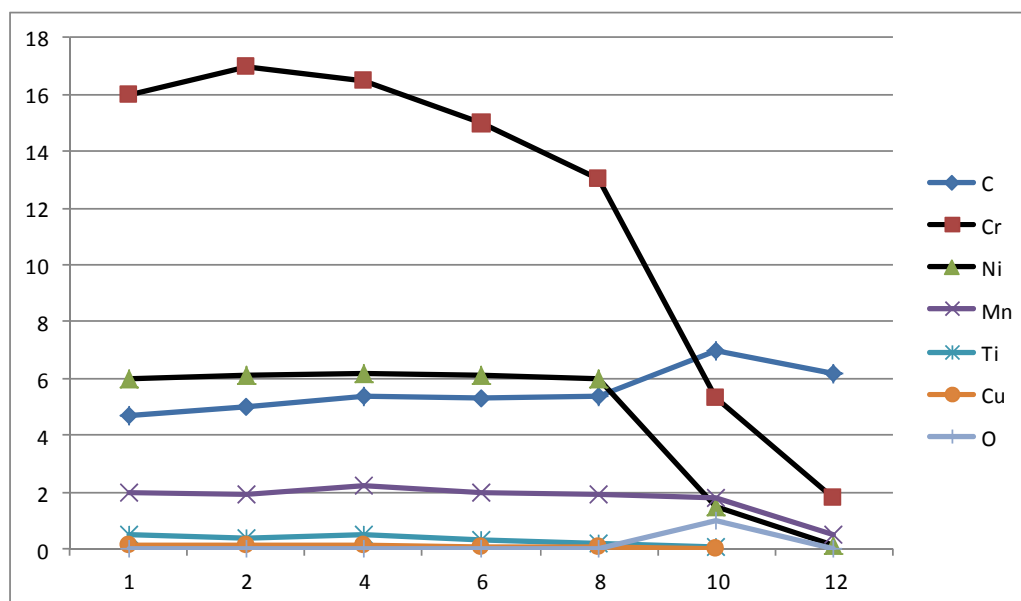


Рисунок 8 – Распределение компонентов по сечению восстановленного слоя, переходной зоны и основного металла при оптимальной добавке модифицирующей присадки

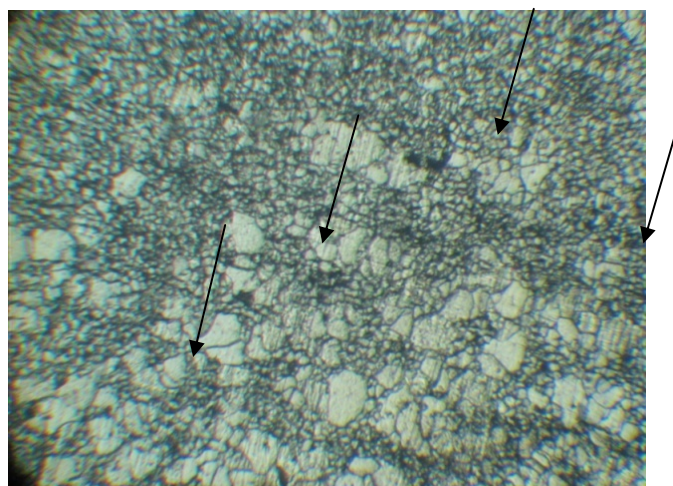


Рисунок 9 – Бейнитная микроструктура наплавленного слоя с использованием не магнитной фракции мелкой детонационной шихты, x1000

Выводы. При разработке эффективной, менее затратной технологии использования вторичного сырья детонационной шихты от утилизации боеприпасов для модифицирования восстановительных покрытий наплавкой на первом этапе исследований анализировали влияние углеродсодержащих присадок природного происхождения – шунгита и детонационного – нано- и микродисперсных алмазов. Это позволило выявить не только влияние их на структуру металла, но и определить оптимальные параметры технологического процесса, осуществлять его корректировку. Такой подход особенно важен, поскольку при утилизации боеприпасов получают шихту, содержащую различные фракции алмазов

Исследования показали, что наибольший вклад в дробление формируемой структуры обеспечивают вводимые наноалмазы. Они, модифицируя металл покрытий, измельчают зерно до 3-5 мкм, предотвращают грубую кристаллизацию дендритной структуры в покрытии.

Установлено, что влияние модифицирующих присадок шунгита и дисперсных алмазов проявляется несколько в меньшей степени, чем порошков nano. В этом случае уровень микротвёрдости повышается в покрытии на 11%, а при введении nanoалмазов в 1,54 раза. Наблюдаемое определяется тем, что более крупная фракция алмазов и шунгита распределяется по границам зерен, а nanoалмазы дополнительно и по телу зерна.

Выполнены исследования по определению эффективного способа введения детонационной шихты от утилизации боеприпасов, содержащие алмазы различных фракций.

Локальным микрорентгеноспектральным анализом показано, что модифицирующие присадки не изменяют ликвации компонентов в покрытии при использовании различных по составу проволок.

Наибольшее влияние введение присадок оказывает на переходную зону покрытие – основной металл, а также способ внесения присадки. Показана необходимость корректировки доли вводимой присадки. Оптимальной является присадка в количестве 5-7% от доли проволоки.

Сопоставительные исследования способов модифицирования нанесением шликерного покрытия и дозированным вводом порошка совместно с проволокой показали эффективность второго. Такой подход обеспечил незначительное оседание не растворимых алмазных включений с формированием волнистой структуры переходного слоя размером 15-20 мкм. Это подтверждено микрорентгеноспектральным анализом. Выявлено некоторое повышение углерода и кислорода на такой границе.

Список литературы

1. Марков, А.В. Утилизация боеприпасов для вторичного использования при производстве и восстановлении деталей [Текст] / А.В. Марков // Информационно-аналитический международный технический журнал «Промышленность в фокусе». – Харьков, 2013. – №8. – С. 52-55.
2. Патент №107500 Україна, МПК G01B 21/8 (2006.01) Спосіб визначення товщини захисних оксидних плівок, що формуються при терті / Т.С. Скобло, О.Ю. Марченко, О.І. Сідашенко, І.М. Рибалко, Є.А. Сатановський, О.К. Олейник, О.В. Марков; заявник та патентоутримувач Т.С. Скобло. - u 2015 12140. заявл. 07.12.15.; опубл. 10.06.16., Бюл. № 11.
3. Патент №108224 Україна, МПК (2016.01) C10M 101/00 Енергозберігаючий спосіб підвищення зносостійкості виробів модифікуванням мастила вторинною сировиною / Т.С. Скобло, О.Ю. Марченко, О.І. Сідашенко, І.М. Рибалко, О.О. Гончаренко, Є.А. Сатановський, О.К. Олейник, О.В. Марков; заявник та патентоутримувач Т.С. Скобло. - u 2015 12910. заявл. 28.12.15.; опубл. 11.07.16., Бюл. № 13.
4. Патент №48353 Україна, МПК (2009) B24B39/00. Спосіб відновлення та зміцнення деталей. / Т. С. Скобло, І. М. Рибалко, О. І. Сідашенко, О. В. Тіхонов та інш.; заявник та патентоутримувач Т. С. Скобло. - №200910791. заявл. 26.10.09.; опубл. 10.03.10., Бюл. № 5.
5. Применение шлакообразующих смесей при производстве и реновации изделий [Текст] : Монография. / Т.С. Скобло, А.И. Сидашенко, А.Д. Мартыненко, Р.В. Ридный, Н.С. Пасько, А.К. Автухов. Под ред. д.т.н., проф. Т.С. Скобло - Х.: «Полосатая типография», 2016. - 284с.
6. Патент №92472 Україна, МПК (2014.01) B23K 26/00. Спосіб відновлення та підвищення властивостей робочого шару деталей. / Т. С. Скобло, І. М. Рибалко, А.В. Марков, та інш.; заявник та патентоутримувач Т. С. Скобло. – №a2014 03324. заявл. 01.04.14.; опубл. 26.08.14., Бюл. № 16.
7. Патент №98213 Україна, МПК (2006.01) B32B 5/14. Спосіб використання детонаційної шихти для зміцнення відновлювального шару деталей. / Т. С. Скобло, І.О. Сідашенко, А.В. Марков, та інш.; заявник та патентоутримувач О.В. Марков. – №a2014 10552. заявл. 26.09.14.; опубл. 27.04.15., Бюл. № 8.

Tamara Scoblo, Prof., DSc., Alexandr Sidashenko, Prof., PhD tech. sci., Ivan Rybalko, PhD tech. sci., Alexandr Markov, eng.

Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine

The use of modifying additives to restore the machine parts

This research is aimed at conducting a comparative analysis of the effect of various types of carbon-containing additives and fractions, natural and special nano- and wet-diamond produced, detonation charge for evaluating the efficiency of the process of reduction and hardening of parts.

Investigations were carried out to evaluate the efficiency of the method for modifying the recovery of steel parts by surfacing to improve wear resistance. Modification involves improving the quality of the restored layer and the transition zone. The search for technological methods of introducing additives has shown that such quality requirements can be ensured by dosing it into a liquid bath. It was found that the optimum is the addition of a carbon-containing micro-diamond phase of 5-7% of the proportion of the wire. Comparative assessment of the possibility of using as a modifier (nano- and micro) natural carbon-containing component - schungite and tertiary raw materials.

On the basis of comparative studies, a new technology of modification for restorative surfacing of parts was proposed, which was obtained on the basis of detonation charge. It includes nano- and dispersed diamonds, provides good adhesion to the cladding with the base, fine grain, a reduced zone of thermal impact. The use of such secondary raw materials will significantly reduce the costs of a new technological process of recovery.

modification, nano- and microdiamonds, schungite, detonation charge

Одержано 13.10.17

УДК 631.362:532

С.О. Харченко, доц., канд. техн. наук, В.П. Ольшанський, проф., д-р фіз.-мат. наук, Ф.М. Харченко, доц., канд. техн. наук, В.В. Бредихін, доц., канд. техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м. Харків, Україна

Визначення динаміки зернової суміші гречки при її просіюванні через отвори плоских віброрешет

За результатами розроблених математичних моделей динаміки зернових сумішей отримані закономірності зміни їх складових швидкості при просіюванні на віброрешетах з активаторами. Моделювання проведено з використанням аналогії руху зернової суміші як псевдозрідженого бульбашкового середовища, в якому бульбашки – простір між зернами, тверді частинки – самі зерна. Для підтвердження адекватності розроблених теоретичних положень визначено методику та проведено експериментальні дослідження. Встановлені залежності складових швидкостей потоку зернової суміші гречки від конструктивно-кінематичних параметрів решета, властивостей середовища. Результати експериментальних досліджень підтвердили теоретичні дослідження з розходженням до 3%, що дозволило уточнити діапазони варіювання складових швидкостей зернових сумішей гречки на плоских віброрешетах.

плоске нахилене віброрешето, процес просіювання, складові швидкості руху, отвір, зернова суміш, гречка

С.А. Харченко, доц., канд. техн. наук, В.П. Ольшанский, проф., д-р фіз.-мат. наук, Ф.М. Харченко, доц., канд. техн. наук, В.В. Бредихин, доц., канд. техн. наук

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина

Определение динамики зерновой смеси гречки при ее просеивании через отверстия плоских виброрешет

По результатам разработанных математических моделей динамики зерновых смесей получены закономерности изменения их составляющих скорости при просеивании на виброрешетах с активаторами. Моделирование проведено с использованием аналогии движения зерновой смеси, как псевдооживленной пузырьковой среды, в которой пузырьки – пространство между зернами, твердые частицы – сами зерна. Для подтверждения адекватности разработанных теоретических положений определена методика и проведены экспериментальные исследования. Установлены зависимости составляющих скоростей потока зерновой смеси гречки от конструктивно-кинематических параметров решета, свойств среды. Результаты экспериментальных исследований подтвердили теоретические исследования с расхождением до 3%, что позволило уточнить диапазоны варьирования составляющих скоростей зерновых смесей гречки на плоских виброрешетах.

плоское наклоненное виброрешето, процесс просеивания, составляющие скорости движения, отверстие, зерновая смесь, гречка

Постановка проблеми. Ефективність післязбиральної обробки зерна, підготовки насінневого матеріалу напряму залежить від ефективності зерно- та насінноочисних сепараторів. Визначальними в технологічних процесах цих машин є процеси просіювання (ПП). Але ефективність розділення зернових сумішей (ЗС) окремих культур, наприклад, гречки, внаслідок її складної форми, низька та не задовольняє вимоги сучасного виробництва. Вихідна відмінність форми насіння гречки та трикутних отворів решіт, які є базовими та рекомендуються для очистки та калібрування, викликає зниження просіювання ЗС у порівнянні з насінням інших с.г. культур. Серед існуючих способів підвищення ефективності розділення ЗС слід виділити використання інтенсифікаторів різних типів [1, 2], які сприяють збільшенню сегрегації – перерозподілу частинок у шарі ЗС. Встановлення інтенсифікаторів на решеті не потребує змін габаритів та кінематичних параметрів, що дозволяє їх використовувати як на вітчизняних сепараторах (ОВС, КБС, БСХ, ЛУЧ, БЦС та ін.), так і закордонних (Buhler, Cimbria, Marot, Petkus та ін.). Однак даний спосіб визначає лише перерозподіл частинок у шарі ЗС, але не змінює ефективність їх просіювання через отвори, що є окремим процесом.

Перспективним напрямом підвищення ефективності просіювання ЗС через отвори є використання решіт з активаторами [3]. Активатори виконані у вигляді отворів: епіциклоїдних з трьома та п'ятьма пелюстками, та рифлів. Відповідно, решета з розробленими трипелюстковими епіциклоїдними активаторами (ТЕА) пропонуються для розділення ЗС гречки, замість базових решіт з трикутними отворами.

Визначення раціональних параметрів ПП ЗС на розроблених решетах дозволить підвищити продуктивність зерноочисних машин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для моделювання динаміки частинок ЗС по решетам з такими активаторами розроблено математичні моделі, в яких використано гідродинамічну аналогію [4]. Такі аналогії показали свою адекватність при моделюванні різних динамічних процесів: сегрегації [5]; очищені запиленого повітряного потоку [6]; пневмосепаруванні зернових сумішей [7]. Рух ЗС, яка знаходиться під дією вібрації, прийнято аналогічно з бульбашковим псевдозрідженим середовищем (БПС). Таке середовище окрім частинок твердої фази (насінини) ураховує простір між ними – пори. Для чисельного прорахунку розроблених моделей у розрізі ефективності просіювання ЗС певної культури потрібно підставити в моделі задані властивості та умови. Це дозволить отримати теоретичні залежності складових швидкостей, які в свою чергу потребують експериментального підтвердження та уточнення.

Динаміка БПС по нахиленому виброрешету моделюється як рух в'язкої нестисливої рідини, швидкість якої задовольняє нелінійним рівнянням Нав'є – Стокса [8]. При цьому виброрешето розглядається як періодична структура з періодом, що визначається розташуванням отворів.

Розв'язок нелінійних рівнянь Нав'є-Стокса, який задовольняє крайові умови, побудовано методом послідовних наближень. Для крайової задачі у першому наближенні рішення будується за допомогою перетворення Лапласа за часом. В результаті отримані парні суматорні рівняння, які методом задачі Рімана-Гільберта зведено до нескінченної системи лінійних алгебраїчних рівнянь другого роду відносно коефіцієнтів розкладання у ряди Фур'є компонент поля швидкості.

Рівняння другого наближення, після усереднення за часом, зведено до неоднорідного рівняння Пуассона. Це рівняння руху шару БПС під дією зовнішніх об'ємних сил – середньої за часом об'ємної сили, яка визначається з розв'язку рівняння першого наближення. Це рішення описує поле швидкості стаціонарних потоків, які виникають у шарі БПС.

Однак данні роботи з теоретичними дослідженнями є узагальнюючими. Для підтвердження їх адекватності потрібно провести чисельний розрахунок при конкретних властивостях ЗС та параметрів решіт.

Постановка завдання. Мета роботи - встановлення залежностей швидкості зернової суміші гречки при її просіюванні через отвори на плоскому віброрешеті за рахунок чисельного прорахунку розроблених моделей, експериментальна перевірка їх адекватності.

Виклад основного матеріалу. Моделювання БПС на плоских віброрешетах проведено у тривимірному вигляді, для чого складено крайові умови [9], обґрунтовано використання аналогії гідродинамічних властивостей псевдозрідженої рідини, зокрема в'язкості [10]. Прийняті припущення та складено схему (рис.1). Для моделювання руху ЗС гречки по плоскому віброрешету введена декартова система координат x_1, x_2, x_3 . При цьому площина $x_1 x_2$ співпадає з площиною віброрешета, а вісь x_3 направлена вгору перпендикулярно цій площі. Віброрешето (вісь x_1) утворює кут θ з горизонтальною площиною. Решето складається з базових комірок розмірами l_1 і l_2 , які містять отвори площею S_p .

Поверхня віброрешета розглядається як двовимірна періодична структура з періодами l_1, l_2 уздовж осей x_1, x_2 , відповідно (рис. 1). Базовою коміркою такої структури є прямокутник $-l_1/2 \leq x_1 \leq l_1/2$ та $-l_2/2 \leq x_2 \leq l_2/2$, на якому розташовано N отворів $S_{p1}, S_{p2}, \dots, S_{pN}$. Періодична структура (віброрешето) утворюється трансляцією базової комірки вздовж вісей x_1 і x_2 , відповідно, на nl_1 і nl_2 , де n – довільне ціле число. Віброрешето здійснює вздовж вісі x_1 гармонійні коливання з амплітудою A і круговою частотою ω , по якому рухається шар ЗС товщиною h .

В результаті досліджень [11, 12] отримано узагальнену (таку що можна використати для всіх ЗС) математичну модель динаміки ЗС, що просіюється через отвори віброрешіт, яка має:

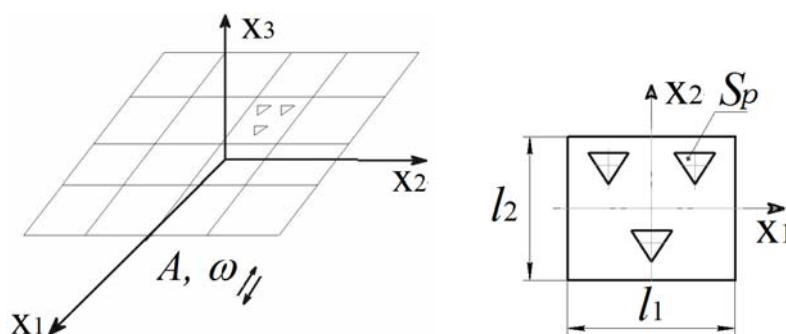


Рисунок 1 – Схеми структурного віброрешета і його базової комірки

– надлишковий тиск:

$$P = \rho g \cos \theta (h - x_3) - \frac{2V_0 \rho v}{l_1 l_2} \left[\sum_{n \neq 0} \frac{B_{0n} \operatorname{sh}(\gamma_{0n} (h - x_3))}{A_{0n}} e^{\frac{i2\pi n}{l_1} x_1} + \sum_{m \neq 0} \frac{B_{m0} \operatorname{sh}(\gamma_{m0} (h - x_3))}{A_{m0}} e^{\frac{i2\pi m}{l_2} x_2} + \sum_{n \neq 0} \sum_{m \neq 0} \frac{B_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} (h - x_3))}{A_{mn}} e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)} \right]; \quad (1)$$

– компоненти поля швидкості $\vec{V} = V_1 \vec{e}_1 + V_2 \vec{e}_2 + V_3 \vec{e}_3$:

$$V_1 = \frac{g \sin \theta}{2v} [h^2 - (h - x_3)^2] + A \omega \operatorname{Re} \left[\frac{\operatorname{ch}(\sqrt{i\omega/v})(h - x_3)}{\operatorname{ch}(\sqrt{i\omega/v}h)} e^{i\omega t} \right] - \frac{i8\pi V_0 (h - x_3)}{l_1^2 l_2} \sum_{n \neq 0} \sum_{m \neq 0} \frac{n B_{mn} \operatorname{ch}(\gamma_{mn} (h - x_3))}{A_{mn}} e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)}, \quad (2)$$

$$V_2 = -\frac{i8\pi V_0 (h - x_3)}{l_1 l_2^2} \sum_{n \neq 0} \sum_{m \neq 0} \frac{m B_{mn} \operatorname{ch}(\gamma_{mn} (h - x_3))}{A_{mn}} e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)}, \quad (3)$$

$$V_3 = -\frac{V_0}{l_1 l_2} \sum_n \sum_m \frac{B_{mn} [(h - x_3) \gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} (h - x_3)) - \operatorname{ch}(\gamma_{mn} (h - x_3))]}{A_{mn}} e^{i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)}, \quad (4)$$

де $A_{mn} = h \gamma_{mn} \operatorname{sh}(\gamma_{mn} h) - \operatorname{ch}(\gamma_{mn} h)$;

$\gamma_{mn} = 2\pi \sqrt{(n^2 / l_1^2) + (m^2 / l_2^2)}$;

V_0 – середня швидкість проходження БПС через отвори решіт;

ρ – усереднена щільність БПС;

\vec{g} – прискорення вільного падіння;

v – усереднений ефективний коефіцієнт кінематичної в'язкості БПС;

$\operatorname{sh}(\dots)$, $\operatorname{ch}(\dots)$ – гіперболічний синус, косинус, відповідно.

З (1)...(4) видно, що функціональна залежність від зміни x_1 і x_2 надлишкового тиску і компонент поля швидкості визначається коефіцієнтами B_{mn} , які в свою чергу залежать від взаємного розташування та геометричних параметрів отворів віброрешета. Ці коефіцієнти визначаються за рівнянням:

$$B_{mn} = \sum_{P=1}^N \iint_{S_P} e^{-i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1 + \frac{m}{l_2} x_2 \right)} dx_1 dx_2, \quad (5)$$

в якому підсумовування проводиться за всіма отворами, розташованими на базовій комірці решета $[-l_1/2, l_1/2] \times [-l_2/2, l_2/2]$, або:

$$B_{mn} = \sum_{P=1}^N I_{mn}^P, \quad (6)$$

$$\text{де } I_{mn}^P = -\frac{i2\pi e^{-i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_{10}^P + \frac{m}{l_2} x_{20}^P \right)}}{\gamma_{mn}} \int_0^{L_P} e^{-i2\pi \left(\frac{n}{l_1} x_1^P(s) + \frac{m}{l_2} x_2^P(s) \right)} \times \left(\frac{m}{l_2} \cos F(s) - \frac{n}{l_1} \sin F(s) \right) ds.$$

Введено функції, які параметризують контур C_P отвору S_P . Функціональна залежність радіуса кривизни R контуру C_P від довжини дуги S^* (відраховується від точки контуру з координатами x_{10}^P, x_{20}^P) має вигляд:

$$R^{-1} = f(S^*), \quad 0 \leq S^* \leq L_p, \quad (7)$$

де L_p – довжина контуру C_p .

Тоді функції, які параметризують контур C_p мають вигляд:

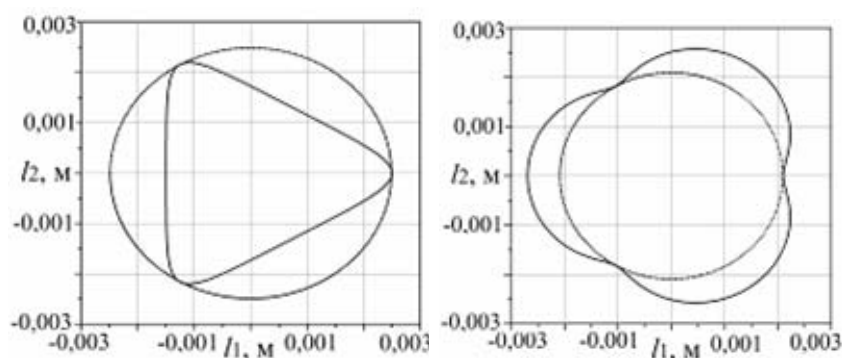
$$x_1^P = \int_0^{S^*} \cos F(S^*) dS^*, \quad x_2^P = \int_0^{S^*} \sin F(S^*) dS^*, \quad (8)$$

де $F(S^*)$ виражається через $f(S^*)$ за рівнянням:

$$F(S^*) = \int_0^{S^*} f(S^*) dS^*. \quad (9)$$

З урахуванням виразів (6)...(9) приймаємо рівняння, які характеризують геометрію отворів віброрешіт, що досліджуються, та отримуємо їх наступні форми (рис.2):

епіциклоїди (TEA) $x_1 = R_0(k+1)\cos(kt) - h_e \cos(kt+t)$,
гіпотрохоїди (трикутника)
 $x_2 = R_0(k+1)\sin(kt) - h_e \sin(kt+t)$;
 $x_1 = R_0(1-k)\cos(kt) - h_e \cos(t-kt)$, $x_2 = R_0(1-k)\sin(kt) - h_e \sin(t-kt)$; де $k = r_e/R_0$,
 $h_e = 2r_e/\pi$; R_0 – радіус нерухомого кола; r_e – радіус кола, що обертається.



а) – трикутних ($R_0=0,0025$ м; $k=3$); б) – з ТЕА ($R_0=0,0018$ м; $k=3$)

Рисунок 2 – Геометрія отворів віброрешіт

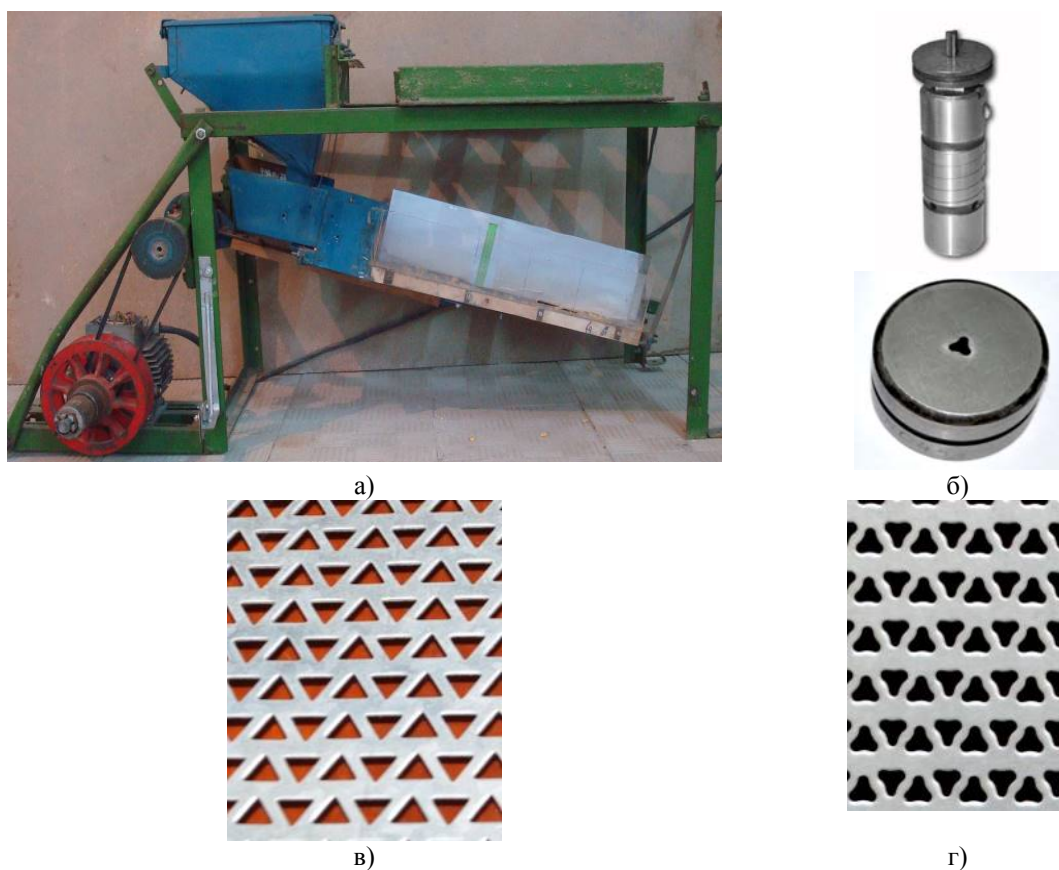
При моделюванні ПП ЗС гречки досліджували решета з отворами у вигляді рівностороннього трикутника – базовий варіант. Для введення даної геометрії в моделі використано рівняння гіпотрохоїди з параметрами $R_0=0,0025$ м; $k=3$ (рис.2,а). Інтенсифікація ПП ЗС гречки відбувається за рахунок використання решіт з ТЕА. Для цього прийнято рівняння епіциклоїди з радіусом $R_0=0,0018$ м і кількості пелюсток $k=3$ (рис.2,б).

Таким чином, вперше, створення базової комірки, її трансляція (рис.1) та введення параметрів самого отвору (7) – (9) складають модульний принцип математичного моделювання динамічних процесів при просіюванні ЗС на плоских віброрешетах.

В результаті моделювання отримані поля швидкості БПС (V_1 , V_2 , V_3) на серійних та розроблених решетах з активаторами для базових кінематичних режимів і характерних завантажень (рис.5, 6). Побудована тривимірна гідродинамічна модель дозволяє визначати поле швидкості БПС на нахиленому плоскому решеті, що здійснює гармонічні коливання у своїй площині. Встановлено, що компоненти швидкості БПС є періодичними функціями просторових змінних у площині структурного віброрешета, а

їх величини визначаються коефіцієнтами, які залежать від взаємного розташування і геометричних параметрів отворів віброрешета. Отримано діапазони складових швидкості БПС на віброрешетах з базовими (трикутними) отворами і розроблених з активаторами (ТЕА).

Експериментальні дослідження динаміки ЗС проведені на лабораторному плоскорешітному сепараторі (рис.3, а) в лабораторії зерноочисних машин Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Експерименти проводили на ЗС гречки при їх просіюванні на серійних решетах з трикутними отворами і розроблених з ТЕА.



а) - загальний вигляд лабораторного сепаратора; б) -матриця та пуансон активаторів ТЕА; в)- решета з базовими трикутними отворами; г) – решета з розробленими активаторами ТЕА

Рисунок 3 – Обладнання для експериментальних досліджень процесу просіювання зернових сумішей

Автором роботи спільно з академіком Тіщенко Л.М. була розроблена серія решіт з активаторами. Розроблені решета для гречки за рахунок використання активаторів інтенсифікують просіювання ЗС через отвори, підвищуючи продуктивність зерноочисних машин. Ефективність розроблених решіт з п'ятипелюстковими епіциклоїдними активаторами доведена експериментально при дослідженнях просіювання ЗС гороху [13]. При цьому доведена адекватність математичних моделей динаміки ЗС, які базуються на аналогії її руху з БПС. Однак є необхідність апробації розробленого математичного моделювання на розділенні інших с.г. культур, наприклад, гречки.

Виготовлені пуансони і матриці (рис.3,б) для серійного виробництва нових решіт з ТЕА (рис.3,г) на гідравлічному револьверному пробивному пресі «FINN-POWER» серії С5.

Для експериментальних досліджень ПП використано ЗС гречки: сорт «Слобожанка» 1 репродукції; вага 1000 зерен – 28,6 г, натура зерна – 630 г/л, щільність зерен 660 кг/м³, вологість 13,1%. Для зважування лотків і дозатору, а також їх вмісту, використовували ваги типу ВЛКТ-5, похибка яких складає ± 200 мг.

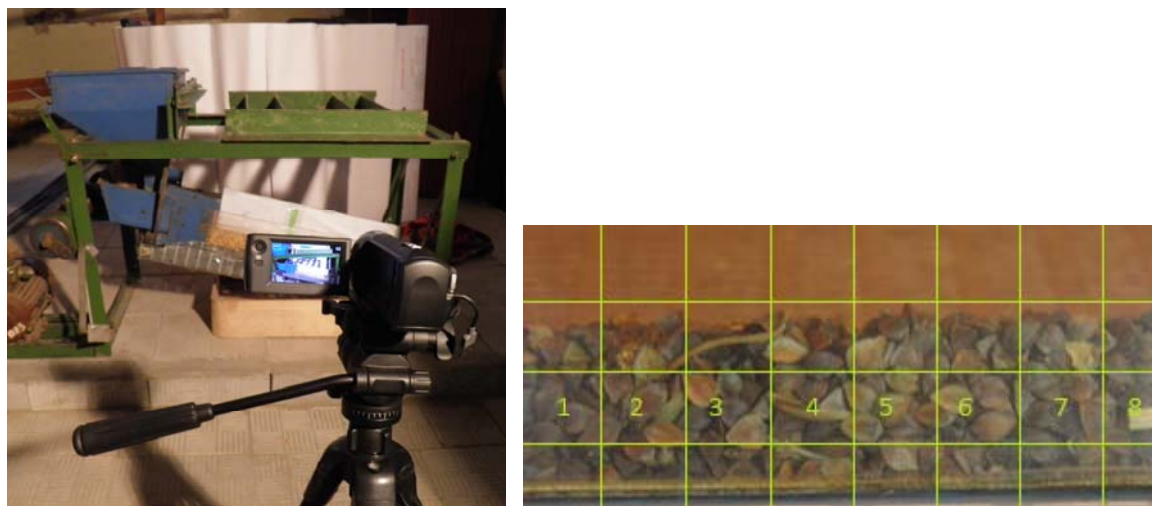
Дослідження поля швидкості ЗС проводили за наступною методикою. Обробку відеознімання процесу вели, відслідковуючи шлях частинок ЗС через прозоре оглядове вікно експериментальної установки (рис.4,а) відносно координатної сітки (рис.4,б).

Відстань, яку проходять пофарбовані частинки ЗС, і їх швидкості ставали відомими в результаті визначення їх координат на кадрах відеознімання (рис. 4,б) і частоти зміни кадрів в одиницю часу. Для введення пофарбованих частинок ЗС на початковій ділянці решіт використовували спеціальні розроблені пристрої.

Вимірюючи відстань L_q , яку пройшла частинка ЗС за відрізок часу t , визначали швидкість її руху:

$$v_{\text{част}} = L_q / t, \quad t = t_{\text{кадр}} \cdot k_k, \quad (10)$$

де k_k – кількість кадрів, що відповідає переміщенню частинки на відстань L_q ;
 $t_{\text{кадр}}$ – час одного кадру з урахуванням частоти їх зміни в секунду.



а) – відеознімання процесу; б) – фотографічне зображення для обробки

Рисунок 4 – Експериментальне дослідження динаміки зернових сумішей

Динамічні характеристики частинок ЗС характеризували повздовжньою та вертикальною складовими (V_1 , V_3) їх швидкості, що прийняті як відношення проекції відповідних траєкторій частинок ЗС до часу руху.

В результаті експериментальних досліджень отримано поле швидкості ЗС гречки на віброрешетах з різними отворами (рис. 5, 6), на яке було накладені складові швидкості ЗС, отримані теоретично розв'язками рівнянь (1) - (9).

Аналізом експериментальних залежностей швидкості встановлено підвищення вертикальної складової швидкості ЗС за рахунок використання розроблених решіт з активаторами ТЕА (рис. 6). Це свідчить про інтенсивний рух частинок в шарі ЗС в бік отворів, а значить, про їх просіювання.

Використання решіт з активаторами дозволило підвищити вертикальні складові швидкості ЗС, а відповідно і їх просіювання: з ТЕА – на 15,5...19%, у порівнянні з решетами з трикутними отворами. Зміна кінематичних параметрів паспортних режимів роботи сепараторів несуттєво впливає на динамічні характеристики БПС (відхилення складає до 2%).

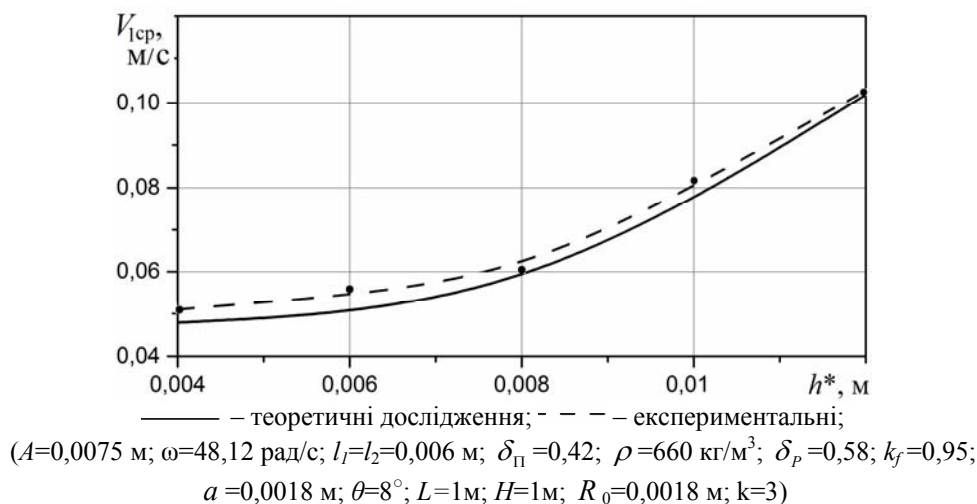


Рисунок 5 – Залежності поєздовжніх складових швидкості ЗС гречки за середньою товщиною шару на розроблених решетах з ТЕА

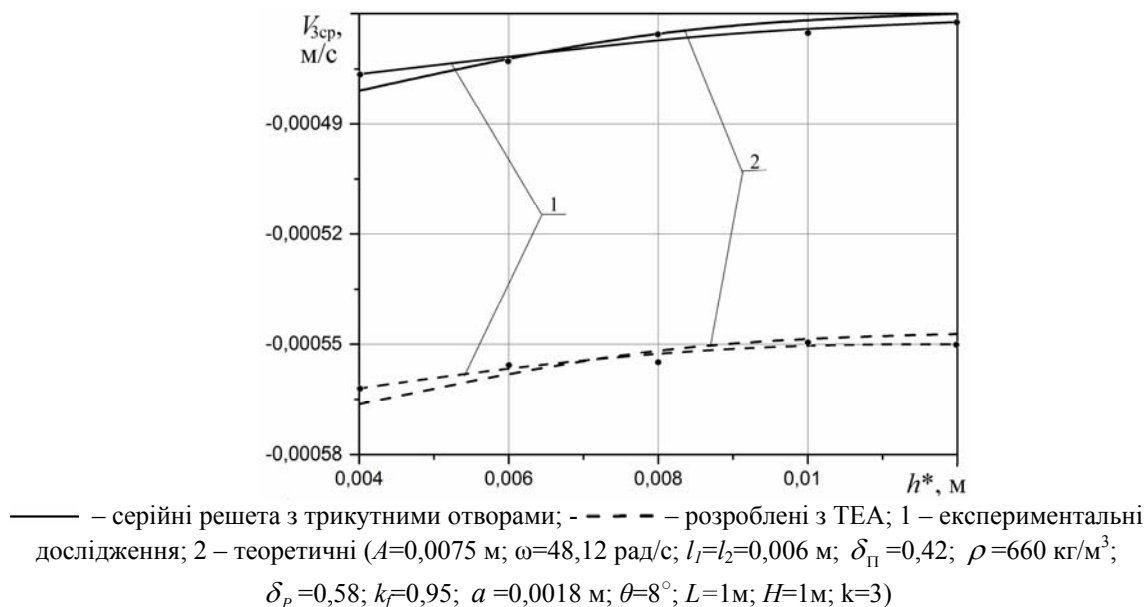


Рисунок 6 – Залежності вертикальних складових швидкості ЗС гречки за товщиною шару

Отримане поле швидкості ЗС гречки на решетах з базовими отворами та з активаторами просіювання, узгоджуються з результатами теоретичних досліджень з відхиленням до 3%.

Висновки. За допомогою експериментальних досліджень: перевірено та підтверджено прийняту гіпотезу щодо використання при моделюванні аналогії руху ЗС з бульбашковим псевдозрідженим середовищем; підтверджено підвищення ефективності просіювання ЗС гречки за рахунок використання активаторів трипелюсткового епіциклоїдного типу; уточнено діапазони варіювання поля швидкості ЗС гречки, необхідного для подальших вдосконалень робочих органів зерноочисних машин.

Список літератури

1. Тищенко, Л.Н. Виброрешетная сепарация зерновых смесей [Текст] / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. — Харьков: «Міськдрук», 2011. — 280 с.

2. Тищенко, Л. Н. Моделирование процессов зерновых сепараторов [Текст] : монография / Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, М.В. Пивень [та ін.]. – Харьков: «Міськдрук», 2010. – 360 с.
3. Технологічні карти вирощування сільськогосподарських культур: монографія [Текст] /Л.М. Тищенко, С.І. Корнієнко, С.О. Харченко [та ін.]: за ред. Л.М. Тищенка / Харк. нац. техн. ун-т с.-г. ім. Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – 273 с.
4. Тищенко, Л. К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виборешетах [Текст] / Л. Тищенко, С. Харченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow. – 2013. – Vol. 15, Issue 7. – P. 94 – 99.
5. Исследования послыного движения зерновых смесей на плоских вибрационных решетках [Текст] / Л.Н. Тищенко, А.В. Миняйло, М.В. Пивень, С.А. Харченко // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 59. – С. 69 – 76
6. Тищенко, Л. Н. Использование гидродинамической аналогии с применением уравнений Навье-Стокса для решения задач очистки воздушного потока в пылеосадачных камерах зерноочистительных сепараторов [Текст] / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ф.М. Харченко // Інженерія природокористування. – 2014. – № 1. – С. 56 – 64.
7. Харченко, С.А. Моделирование динамики псевдооживленной зерновой смеси по наклонной чешуйчатой поверхности пневмосепарирующих устройств [Текст] / Харченко С.А., Борщ Ю.П. //Вестник БГАТУ: МНПК «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК. – 2014. – С. 239 – 251.
8. Харченко, С.А. К построению уравнений динамики стационарных потоков в псевдооживленном зерновом слое на структурных виборешетах [Текст] / С.А. Харченко // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2014. - Вип.148. – С.181 – 186.
9. Харченко, С.А. К построению уравнений динамики стационарных потоков в псевдооживленном зерновом слое на структурных виборешетах [Текст] / С.А. Харченко // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2014. - Вип.148. – С.181 – 186.
10. Харченко, С.А. Алгоритм расчета эффективного коэффициента динамической вязкости пузырьковой псевдожидкости, моделирующей сепарируемую зерновую смесь [Текст] / С.А. Харченко, Л.Н. Тищенко // Вібрації в техніці та технологіях, 2013. – №2 (70). – С.64 – 72.
11. Харченко, С.А. К построению трехмерной гидродинамической модели динамики пузырьковой псевдооживленной зерновой смеси по структурному виборешету // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип.14, т.2. – С. 80 – 85.
12. Харченко, С.А. Уточнение уравнений динамики пузырьковой псевдооживленной зерновой смеси по структурному виборешету [Текст] / С.А. Харченко, Л.Н. Тищенко // Вібрації в техніці та технологіях. – Вінниця: ВНАУ, 2014. - №1 (73). – С. 50 – 53.
13. Идентификация скорости прохождения частиц зерновой смеси через отверстия решет вибрационных зерновых сепараторов [Текст] / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ф.М. Харченко [та ін.] // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – Харків, 2016. – № 2/7(80). – С.63 – 70.

Sergey Kharchenko, Vasily Olshansky, Farida Kharchenko, Vadym Bredykhin

Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture

Definition of Dynamics of Grain Mixture of Buckwheat at ITS Sifting Through Openings of Flat Vibrosieves

The purpose of the work is to determine the dependences of the speed of grain mixture of buckwheat when it is dressed through the holes of a flat vibrating sieve due to the numerical miscalculation of the developed models, an experimental verification of their adequacy.

The result of the developed mathematical models of dynamics of grain mixes, received regularities of change of their components of speed when sifting on vibrosieves with activators. Modeling is carried out using analogy of the movement of grain mix, as fluidized vesiculate environment, in which bubbles – space between grains, solid particles – grains themselves. For affirming of adequacy, the developed theoretical positions the procedure is determined and experimental studies are carried out. Dependences of components of speeds of stream of grain mixture of buckwheat on constructive and kinematic parameters of sieve, properties of the environment are established.

The results of experimental researches confirmed theoretical researches with divergence to 3%, which allowed specifying the ranges of varying of making speeds of grain mixtures of buckwheat on flat vibrosieves.

flat inclined vibrosieve, process sifting, making the rates of movement, opening, grain mixture, buckwheat

Одержано 06.11.17

УДК 621.981.02

Hamza Abobakr O.*Technical College of Civil Aviation & Meteorology, Tripoli, Libya***Naser M. Elkhmri, Budar Mohamed R.F.***College of Engineering Technology – Janzour, Tripoli, Libya***Igor Shepelenko, Assoc. Prof., PhD tech. sci.***Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine**E-mail: kntucpfzk@gmail.com*

Optimization Value of Springback for Aircraft Panel after Stretching Process

The purpose of this work is to simulate the process of stretching the aluminium profile using the ABAQUS/CAE software and the finite element method. This problem is relevant for many parts of the agricultural technology, automobile and aerospace industry and the choice of their optimal values is very difficult, since it depends on many factors. The research methods used in the past were based on an empirically-intuitive basis. The main content of the presented work includes numerical modelling with a detailed description of the sequential operations undertaken to achieve the optimum value of springback. In the process of searching for the optimum value of springback of the material, the use of the ABAQUS/CAE software made it possible to visualize the presented process by the example of an aluminium alloy, to perform a number of experiments with different distances and stretching angles. The use of such a modelling system for details of the aerospace industry will significantly reduce the number of experiments, and, consequently, reduce the costs of conducting them.

ABAQUS software, numerical simulation, Aircraft panel, Stretch

Хамза Абобакр О.*Технический колледж гражданской авиации и метеорологии, г.Триполи, Ливия***Насер М. Елхмри, Будар Мохамед Р.Ф.***Инженерно-технологический колледж, г.Триполи, Ливия***И.В.Шепеленко, доц., канд. техн. наук***Центральноукраинский национальный технический университет, г.Кропивницкий, Украина*

Значение оптимизации упругих свойств аэродинамической поверхности после процесса растяжения

Целью данной работы является моделирование процесса растяжения алюминиевого профиля с использованием программного обеспечения ABAQUS/CAE и метода конечных элементов. Для многих деталей сельскохозяйственной техники, автомобильной и аэрокосмической промышленности данная проблема представляется актуальной, а сам выбор их оптимальных значений весьма сложен, так как зависит от многих факторов. Применяемые в прошлом исследовательские методы основаны на эмпирически – интуитивной основе. Основное содержание представленной работы включает численное моделирование с подробным описанием последовательных операций, предпринятых для достижения оптимального значения упругих свойств материала. В процессе поиска оптимального значения упругих свойств алюминиевого профиля использование программного обеспечения ABAQUS/CAE позволило визуализировать представленный процесс на примере алюминиевого сплава, провести ряд экспериментов с различными расстояниями и углами растяжения. Применение подобной системы моделирования применительно к деталям аэрокосмической промышленности позволит значительно сократить количество экспериментов, а следовательно, снизить материальные затраты на их проведение.

программное обеспечение ABAQUS, численное моделирование, аэродинамическая поверхность, растяжение

Introduction. Stretch forming process, is one of the sheet metal forming, used in the field of aerospace manufacturing industry and high-speed train parts. In the aerospace industrial, many parts made from sheet metals such as wing-fuselage and saddle panels, as these formed the sheet parts, however, there are many defects, including springback. Also, defects such as excessive thinning, coarse grains and bulging can be controlled by multi-step forming, etc. [1, 2]. In order to control springback effectively or to minimize the adverse impact of spring-still need further technical improvement. The springback amount is affected by both the material properties and the forming process. There are many researches done on stretch forming process parameters in an effort to minimize springback [3, 4]. However, one important element in controlling springback in the forming process of sheet metals is to design the die profile, springback. In the past compensation methods in sheet metal stretch forming processes, was dependent on the experience of the die designer. These methods were based on the (experimental) trial and error to achieve the ultimate shape of a target part. After the emergence of computer technology, sheet metal stretch forming processes can be analyzed prior to experiments using the finite element method (FEM), FEM became the basis of springback compensation methods [5-7].

Properties of the Material. For the hardening behavior of the aluminum alloy sheet, the mechanical properties are summarized as shown in table 1.

Table 1 – Mechanical properties of the aluminum alloy

Elastic Modulus (GPa)	Poisson's Ratio	Yield Strength (MPa)	Ultimate tensile strength (MPa)	Density
63270	0.28	320	436	2.7E-009

FE model. In this study, an aluminum alloy sheet shape is used, 2024-O; 8000 mm×1300 mm in size with a thickness of 6 mm was utilized.

An optimization procedure based on the ABAQUS tool was developed, in which the input files for the commercial FEM code ABAQUS/Explicit and ABAQUS/Standard. Geometrical features of die and punch profiles are described by a series of points in the finite element analysis. A common approach is to divide (or disperse) the surface of the die along its characteristic profile lines by applying meshing software, after which are obtained the data for all the nodes coordinates, single die and punch surface divided according to this method (using the ABAQUS/Explicit code) as in figure 1, where x, y and z is the coordinates of the FE model, die and punch were meshed using a rigid element (R3D4); the sheet was meshed using 11000 shell elements (S4R), the friction coefficient was assumed as 0.08. The stretch bending process consisted of sequential three steps: Pressure force or boundary load of punch to the direction Z-axis ($F = 220$ KN); Pre-stretching, bending; Post-stretching, stretch force to X-axis direction with different distance (80, 90, 100, 110, 120 mm) and different angles ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$). In figures 2 and 3 shows die and punch from bottom side, also can be seen clearly the shape of the workpiece which we worked on.

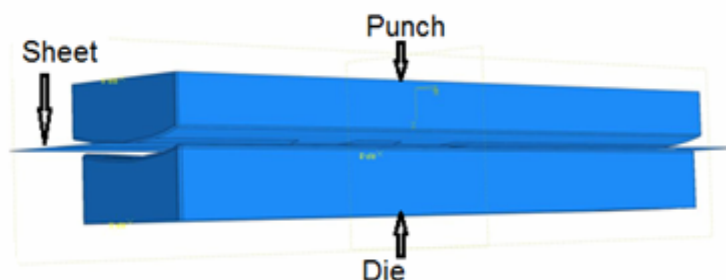


Figure 1 – FE model

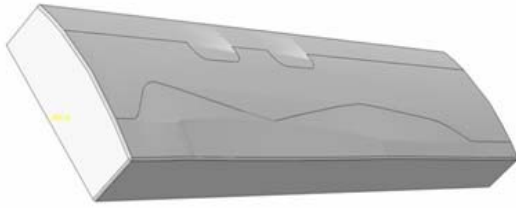


Figure 2 – Punch

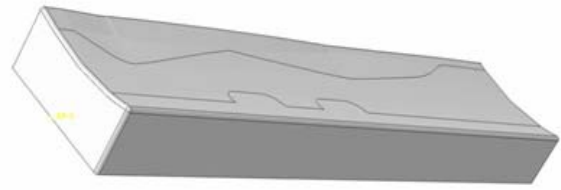


Figure 3 – Die

Simulation Results. A series of 20 simulations were carried out : (80, 90, 100, 110, 120) mm stretching distance and different angles ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$) as shown following.

First simulation: comparison of four simulations 80 mm stretching distance with ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$) angles, the best results was at (angle 5°) as in figure 4.

Second simulation: comparison of four simulations 90 mm stretching distance with ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$) angles , the best results was at (angle 15°) as in figure 5.

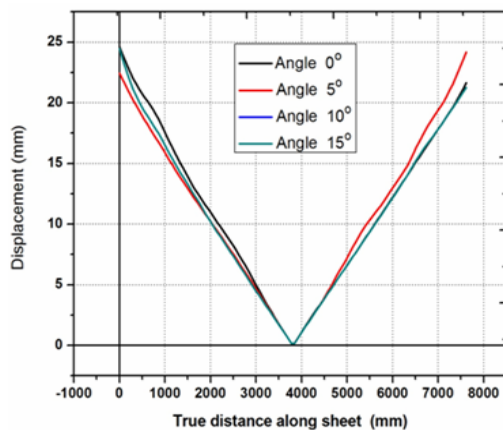


Figure 4 – Stretch force 80 mm

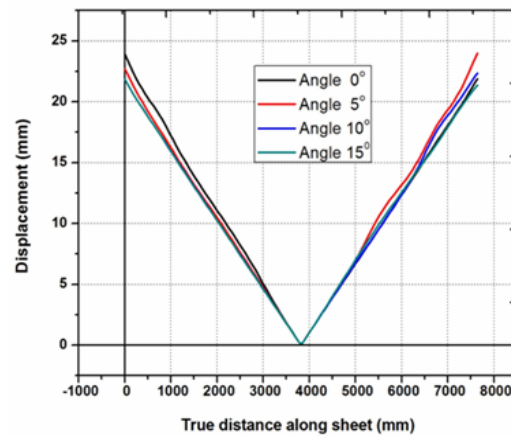


Figure 5 – Stretch force 90 mm

Third simulation: comparison of four simulations 100 mm stretching distance with ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$) angles , the best results was at (angle 15°) as in figure 6.

Fourth simulation: comparison of four simulations 110 mm stretching distance with ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$) angles , the best results was at (angle 10°) as in figure 7.

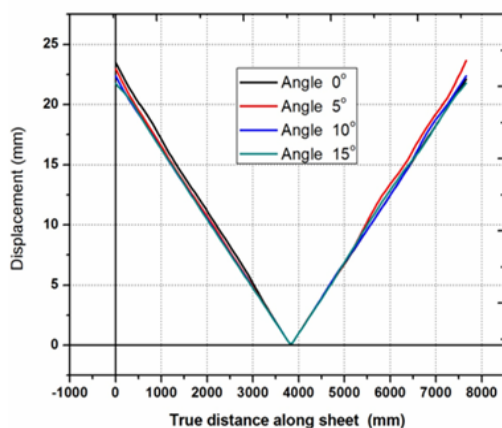


Figure 6 – Stretch force 100 mm

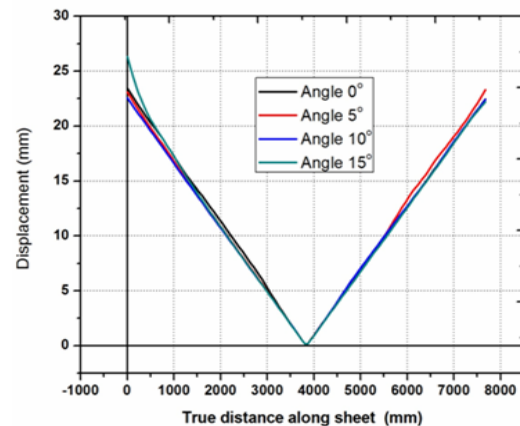


Figure 7 – Stretch force 110 mm

Final simulation: in the last step, comparison of four simulations 120 mm stretching distance with ($0^\circ, 5^\circ, 10^\circ, 15^\circ$) angles , the best results was at (angle 10°) as in figure 8.

After complete comparing 20 simulations, the best five results from (1st, 2nd, 3rd, 4th, 5th) simulations are compared as in (Fig. 9). So, the best result of the springback at stretching distance 90 mm with (angle 15°) as in figure 10.

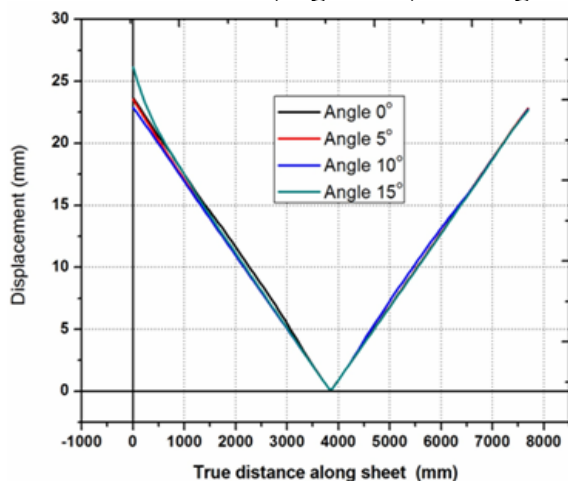


Figure 8 – Stretch force 120 mm

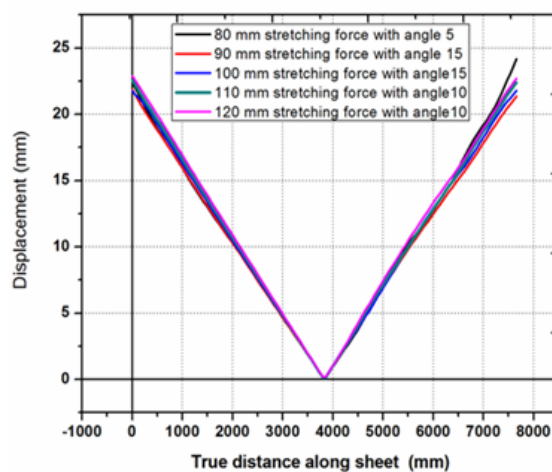


Figure 9 – Compare 5 results (1st, 2nd, 3rd, 4th, 5th)

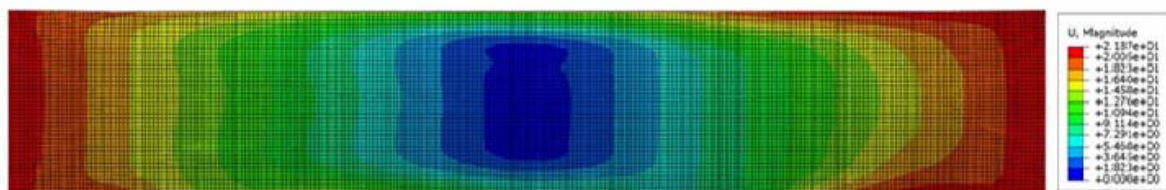


Figure 2 – Stretching distance 90 mm with angle 15°

Summary. The uses of simulation system in the testing process helps to applying all the steps on the work piece, which leads to reduce the time of the experiment and save the effort and money. The use of the simulation system helps to fast access to the desired results and thus apply these results to the actual work piece in the factory. This study allows to visualize the process extending for aluminum alloys. An accurate model was obtained at the end of the simulation process. Efforts have been made to find the optimization value of springback.

References

1. M. Wan, X. B. Zhou, and X. X. Li, Acta Aero. Astro. Sinic 20, 326 (1999).
2. M. Wan, X. B. Zhou, and X. X. Li, J. Beihang Univ. 24, 654 (1998).
3. G. Gasper, P. Tomaz, and K. Karl, J. Mater. Process. Tech. 130-131, 54 (2002).
4. R. Bahloul, S. Ben-Elechi, and A. Potiron, J. Mater. Process. Tech. 173, 101 (2006).
5. Q. Zhang, Z. R. Wang, and T. A. Dean, J. Mater. Process. Tech. 194, 74 (2007).
6. W. P. Li, W. D. Bian, and S. M. Nie, Forg. Stamp. Tech. 32, 86 (2007).
7. Naser, M. Elkhmri. Comparison between Experimental and Simulation Results of Bending Extruded Aluminum Profile / Naser M. Elkhmri, Budar Mohamed R.F., Hamza Abobakr O., Igor Shepelenko // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. 2017. – Вип. 30. – С. 111 – 118.

Хамза Абобакр О.

Технічний коледж цивільної авіації та метеорології, м.Тріполі, Лівія

Насер М. Елхмрі, Будар Мохамед Р.Ф.

Інженерно-технологічний коледж, м.Тріполі, Лівія

І.В. Шепеленко, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м.Кропивницький, Україна

Значення оптимізації пружних властивостей аеродинамічної поверхні після процесу розтягування

У статті виконана оптимізація пружних властивостей аеродинамічної поверхні. Із цією метою проведено моделювання процесу розтягування алюмінієвого профілю з використанням програмного забезпечення ABAQUS/CAE та методу кінцевих елементів. Для багатьох деталей сільськогосподарської техніки, автомобільної та аерокосмічної промисловості дана проблема є актуальною, а сам вибір їх оптимальних значень досить складний, тому що залежить від багатьох факторів. Раніше застосовувані дослідницькі методи ґрунтувалися на емпірично-інтуїтивному підході.

Основний зміст представленої роботи включає чисельне моделювання з детальним описом послідовних операцій, які виконуються для досягнення оптимального значення пружних властивостей. Випробування проводилися на традиційному лабораторному устаткуванні, на зразках стандартної форми для кожного виду випробувань при зміні технологічних факторів. У процесі пошуку оптимального значення пружності матеріалу використання програмного забезпечення ABAQUS/CAE дало змогу візуалізувати представлений процес на прикладі алюмінієвого сплаву, провести ряд експериментів з різними відстанями й кутами розтягування.

Застосування подібної системи моделювання на основі розрахунково-експериментальної бази для цілеспрямованого пошуку оптимального значення стосовно деталей сільськогосподарської техніки дозволить значно скоротити кількість експериментів, а отже, знизити матеріальні витрати на їх проведення.

програмне забезпечення ABAQUS, чисельне моделювання, аеродинамічна поверхня, розтягування

Received 25.10.17

УДК 631.362:532

С.О. Харченко, доц., канд. техн. наук, Ю.П. Борщ, інж., М.М. Абдуєв, доц., канд. техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м. Харків, Україна

E-mail: kharchenko_mtf@ukr.net

Ефективність розшарування зернових сумішей при їх очищенні в пневмосепарувальних каналах зернових сепараторів

Теоретичними дослідженнями визначені кінцеві математичні вирази динаміки компонентів зернових сумішей при їх розшаруванні на скатній повітропроникній поверхні розробленого пневмосепарувального каналу. Встановлені вирази траєкторій руху частинок домішок у зерновому шарі, за допомогою яких отримано залежності коефіцієнту розшарування розробленого пневмосепарувального каналу від параметрів розшаруючого пристрою та властивостей зернових сумішей. Експериментально підтверджено математичне моделювання та уточнено раціональні параметри розшаруючого пристрою при очищенні різних с.г. культур.

пневмосепарувальний канал, повітряний потік, коефіцієнт розшарування, зернова суміш, повітропроникна поверхня, луски

С.А. Харченко, доц., канд. техн. наук, Ю.П. Борщ, інж., М.М. Абдуєв, доц., канд. техн. наук

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. арьков, Украина

Эффективность расслоения зерновых смесей при их очистке в пневмосепарирующих каналах зерновых сепараторов

© С.О. Харченко, Ю.П. Борщ, М.М. Абдуєв, 2017

Теоретическими исследованиями определены конечные математические выражения динамики компонент зерновых смесей при их расслоении на скатной чешуйчатой поверхности разработанного пневмосепарирующего канала. Установлены выражения траекторий движения частиц примесей в зерновом слое, при помощи которых получены зависимости коэффициента расслоения разработанного пневмосепарирующего канала от параметров расслаивающего устройства и свойств зерновых смесей. Экспериментально подтверждено математическое моделирование и уточнены рациональные параметры расслаивающего устройства при очистке различных с.х. культур.

пневмосепарирующий канал, воздушный поток, коэффициент расслоения, зерновая смесь, воздухопроницаемая поверхность, чешуйки

Постановка проблеми. Післязбиральна обробка зерна включає в себе очистку продовольчого зерна, калібрування насінневого матеріалу. Для виконання даних операцій використовують зерноочисні машини (сепаратори), більшість яких має два способи розділення компонентів зернових сумішей (ЗС). Розділення за аеродинамічними властивостями здійснюється на пневмосепарувальних каналах, за розмірами на решетах. Як правило, відділення легких домішок з ЗС відбувається перед решетами, що дає змогу зменшити кількість ЗС на решеті та полегшити його роботу.

Разом з тим, низка останніх досліджень [1-3] довела ефективність способів збільшення просіюваності решіт, підвищення їх продуктивності. Однак недостатня ефективність пневмосепарувальних каналів (ПК) є стримуючим фактором та потребує пошуку раціональних рішень.

Проведеним аналізом відомих досліджень і конструкцій встановлено перспективний напрям підвищення ефективності очищення ЗС від легких домішок шляхом інтенсифікації процесу та застосування нової конструкції ПК з розшаруючим пристроєм [4, 5]. Для цього в ПК встановлено розшаруючий пристрій, який складається зі скатної повітропроникної лускатої поверхні. Частинки легких домішок під дією повітряного потоку та лусок розшаруючого пристрою перерозподіляються до верхнього підшару ЗС. Отримана розшарована ЗС потрапляє до вертикального ПК, де відбувається заключний етап - основне очищення.

Таким чином, обґрунтування параметрів процесу очищення ЗС і розробка нової конструкції ПК є актуальним завданням для розвитку АПК України.

Аналіз літературних даних і існуючих досліджень. Теоретичні дослідження динамічних процесів ЗС проведено ґрунтуючись на аналогії руху в'язких рідин і сипких псевдозріджених середовищ [2, 4]. Продування ЗС повітряним потоком з певною швидкістю призводить до псевдозрідження шару ЗС. При псевдозрідженні пористість шару ЗС збільшується, що сприяє перерозподілу частинок легких домішок [5]. Останні рухаються до верхніх підшарів, тим самим відбувається розшарування. Подальша очистка розшарованої суміші дозволяє збільшити питоме завантаження ПК та продуктивність зернового сепаратору.

Моделювання процесу очистки ЗС на ПК полягає у наступному алгоритму: моделювання динаміки псевдозрідженої ЗС по нахиленій повітропроникній лускатій поверхні; моделювання розшарування двофазного потоку ЗС на повітропроникній лускатій поверхні; моделювання процесу очистки розшарованої ЗС у основному вертикальному каналі. Таким чином, кінцева продуктивність основного вертикального каналу визначається ефективністю попереднього розшарування, а саме від результатів першого та другого етапу моделювання.

Однак дані роботи з теоретичними дослідженнями є узагальнюючими. Для підтвердження їх адекватності потрібно провести чисельний прорахунок при конкретних властивостях ЗС та параметрів ПК.

Постановка завдання. Визначення ефективності розшарування зернових сумішей при їх очищенні в розробленому пневмосепарувальному каналі зернових сепараторів.

Виклад основного матеріалу. Системним аналізом чисельних концепцій, які розроблені для опису течій дисперсних середовищ запропонована модель, що узагальнює основні реологічні моделі нелінійних в'язкопластичних середовищ. Для вирішення першого етапу - опису руху ЗС по нахиленій поверхні, використано рівняння динаміки суцільних середовищ [6, 7].

Для моделювання динаміки псевдозрідженої ЗС прийнята схема розробленого ПК з розшаруючим пристроєм (рис.1), який продувається повітряним потоком та нахилений під кутом θ до горизонту. Для забезпечення необхідного рівня псевдозрідження розшаруючу поверхню розробленого ПК прийнято лускату з параметрами лусок: крок (l) та висота (a).

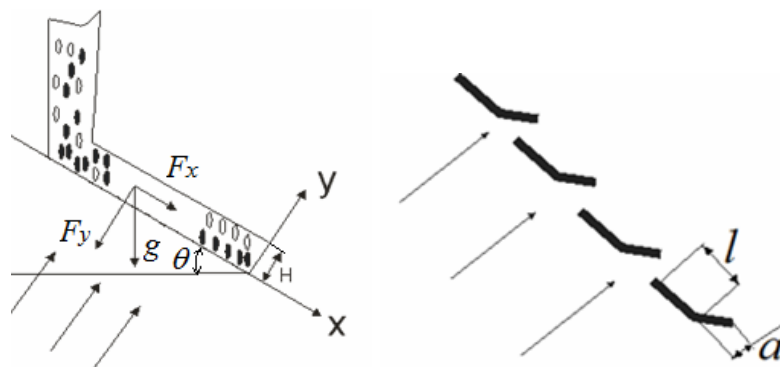


Рисунок 1 — Схема руху псевдозрідженої ЗС по скатній поверхні

Система рівнянь динаміки ЗС на розшаруючому пристрої ПК з урахуванням виразів Ланжевена, дії сил гравітації, Архімедової сили і сили в'язкого опору має вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{18\mu_0}{\rho_p d_p^2} \left[u - \frac{dx}{dt} \right] + \left(1 - \frac{\rho}{\rho_p} \right) \cos \theta + \xi_x \\ \frac{d^2y}{dt^2} = \frac{18\mu_0}{\rho_p d_p^2} \left[-\frac{dy}{dt} \right] + \left(1 - \frac{\rho}{\rho_p} \right) g \sin \theta + \xi_y \end{cases}, \quad (1)$$

де $\bar{\xi} = \bar{\xi}(t)$ випадкова функція від часу:

$$\langle \bar{\xi}_i(t) \rangle = 0, \quad \langle \bar{\xi}_i(t), \bar{\xi}_i(t + \tau) \rangle = 2D\delta(\tau),$$

де D – коефіцієнт дифузії, який враховує вплив на рух частинки ЗС зіткнень з іншими частинками і флуктуації повітряного потоку;

d_p – еквівалентний діаметр частинки домішок ЗС;

ρ, ρ_p – щільність зерен і частинок домішок ЗС, відповідно;

μ_0 – в'язкість псевдозрідженого шару при малих швидкостях зсуву;

u – швидкість ЗС.

Інтегруванням отримані кінцеві рівняння траєкторій руху частинок домішок у шарі ЗС:

$$\begin{aligned}
x - x_0 = & -tg\theta \cdot (y - y_0) - \frac{1}{w \cos \theta} \frac{\mu_0}{4\mu_\infty} (y^2 - y_0^2) + \\
& + \frac{2}{3w} \sqrt{\frac{\rho g \cdot tg\theta}{\mu_\infty}} \left[\left(\frac{\mu_0^2}{4\mu_\infty \rho g \sin \theta} + H \right)^{\frac{3}{2}} y + \frac{2}{5} \left(\frac{\mu_0^2}{4\mu_\infty \rho g \sin \theta} + (H - y) \right)^{\frac{5}{2}} \right] - \\
& - \frac{2}{3w} \sqrt{\frac{\rho g \cdot tg\theta}{\mu_\infty}} \left[\left(\frac{\mu_0^2}{4\mu_\infty \rho g \sin \theta} + H \right)^{\frac{3}{2}} y_0 + \frac{2}{5} \left(\frac{\mu_0^2}{4\mu_\infty \rho g \sin \theta} + (H - y_0) \right)^{\frac{5}{2}} \right] + \\
& + \frac{\beta}{w \cos \theta} \cdot \frac{-\mu_0 + \sqrt{\mu_0^2 + 4\mu_\infty \rho g H \sin \theta}}{2\mu_\infty} \cdot (y - y_0),
\end{aligned} \quad (2)$$

де $w = w_0 \frac{1 + k(1 - \varepsilon_0)}{1 + k(1 - \varepsilon)}$ – швидкість спливання частинок домішок ЗС;

ε_0 – початкова порозність шару ЗС при мінімальній швидкості псевдозрідження;

$\varepsilon \approx \left(\frac{18 \text{Re} + 0,36 \text{Re}^2}{Ar} \right)^{0,21}$ – порозність шару при псевдозрідженні;

w – швидкість “спливання” частинок домішок; $w_0 = \frac{d_p^2 (\rho - \rho_p)}{18 \left(\mu_0 - \gamma \frac{\omega a}{1 + \omega a} \right)} g$;

k – емпіричний коефіцієнт форми частинок домішок ЗС;

ω, a – частота та амплітуда вібрацій шару ЗС при русі по лускатій поверхні;

γ – коефіцієнт, що ураховує вплив лускатої поверхні на в'язкість шару ЗС;

H – товщина шару ЗС; $Ar = \frac{d^3 (\rho - \rho_p)}{\rho_p \nu_p^2} g \cos \theta$ – критерій Архімеда;

$\text{Re} = \frac{ud}{\nu_p}$ – критерій Рейнольдса;

ν_p – кінематична в'язкість повітря;

β – коефіцієнт, який визначає взаємодію властивостей сипкого середовища і поверхні ковзання.

Перетворенням нелінійного рівняння (2), використанням чисельних методів (зокрема, методу ітерацій) отриманий вираз щодо визначення товщини нижнього підшару ЗС, який звільнений від домішок:

$$h \approx \frac{w \cos \theta}{\bar{u} - w \sin \theta} L, \quad (3)$$

де $\bar{u} = \frac{1}{H} \int_0^H u(y) dy \approx \sqrt{\frac{\rho g H \sin \theta}{\mu_\infty}} \left[\beta + \frac{2}{5} H \right]$ – середня по перетину швидкість руху

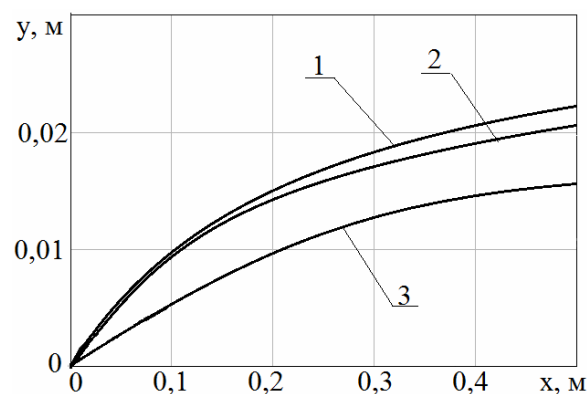
шару ЗС;

L – довжина скатної поверхні розшаруючого пристрою.

Введений коефіцієнт ефективності розшаруючого пристрою ПК визначаємо як відношення товщини підшару ЗС, з якого частинки домішок перерозподілились до верхньої частини шару ЗС, до загальної товщини шару:

$$k_1 \approx \min \left(\frac{w \cos \theta}{H(u_x)_{cp} \left(1 - \frac{w}{(u_x)_{cp}} \sin \theta \right)} L, 1 \right). \quad (4)$$

Результати моделювання отримані у вигляді траєкторій руху частинок ЗС по скатній повітропроникній поверхні (рис.2), залежностей коефіцієнту розшарування (рис.3) від конструктивних параметрів поверхні, технологічних параметрів - швидкості повітряного потоку та завантаження, властивостей ЗС.



1 - $\rho_p=100 \text{ кг/м}^3$; 2 - $\rho_p=200 \text{ кг/м}^3$; 3 - $\rho_p=600 \text{ кг/м}^3$; $u=3 \text{ м/с}$, $d_p=0,002 \text{ м}$

Рисунок 2 – Траєкторії руху частинок домішок ЗС по скатній повітропроникній лускатій поверхні розробленого ПК

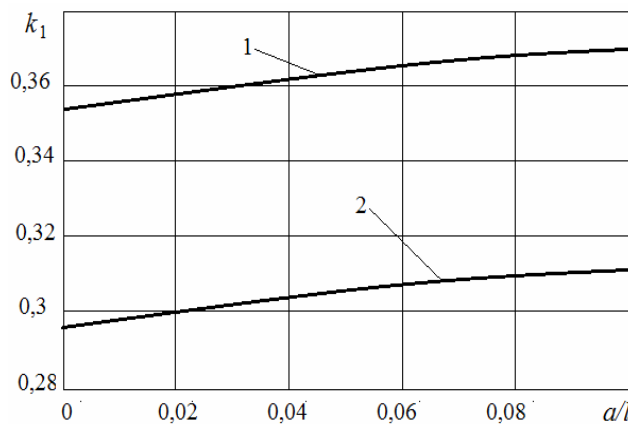
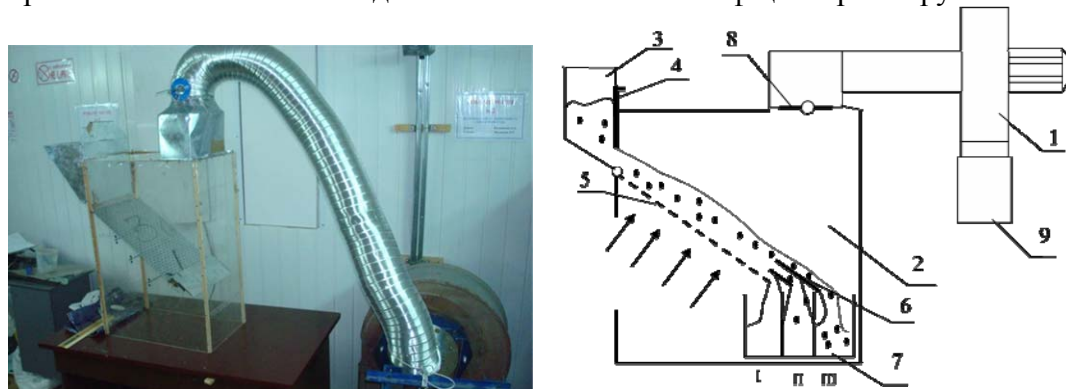


Рисунок 3 – Залежності коефіцієнту розшарування ЗС від коефіцієнту лускатості поверхні розробленого ПК, при: 1 - $u=3 \text{ м/с}$; 2 - $u=1 \text{ м/с}$; ($H=0,05 \text{ м}$)

Аналізом залежностей встановлено, що збільшення швидкості продування повітряним потоком лускатої поверхні розробленого ПК в діапазоні від 1 м/с до 3 м/с підвищує коефіцієнт розшарування на 20 – 25%. Зменшення щільності частинок домішок, в діапазоні що досліджується, також підвищує коефіцієнт розшарування на 25 – 35%. Зменшення висоти шару в діапазоні, що досліджується, також позитивно впливає на процес розшарування та збільшує коефіцієнт розшарування на 30 – 35%.

Для експериментальних досліджень динаміки двофазного потоку ЗС при її розшаруванні та очищенні розроблена лабораторна установка з прозорими боковими стінками з оргскла та відповідним устаткуванням [8] (рис. 4).

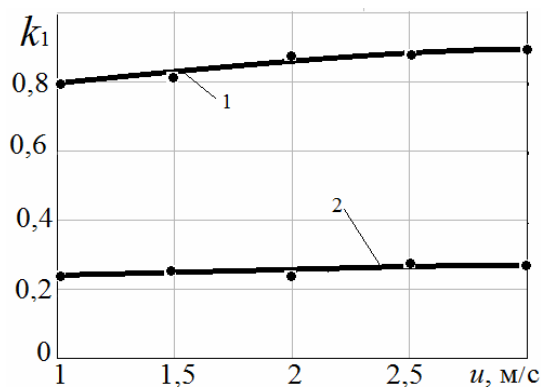
Визначення розшарування ЗС проведено за допомогою розшаруючого пристрою (рис. 4, поз. 6) та аналізу фракцій з блоку приймачів (поз. 7). Вміст приймачів перевіряли на наявність легких домішок та визначали коефіцієнт розшарування ЗС.



1 – вентилятор; 2 – пневмосепарувальний канал;
3 – завантажувальний бункер; 4 – регульовальна заслінка; 5 – повітропроникна поверхня;
6 – розшаруючий пристрій; 7 – блок приймачів; 8 – регулятор повітряного потоку; 9 – фільтр

Рисунок 4 – Лабораторна установка

Аналізом результатів експериментальних досліджень ефективності процесу очистки ЗС визначено (рис. 5): збільшення швидкості повітряного потоку, в діапазонах що досліджується, підвищує коефіцієнт розшарування ЗС пшениці, соняшнику та кукурудзи на 9,3 – 21 %. Встановлені діапазони варіювання отриманих коефіцієнтів розшарування склали для ЗС: пшениці $k_1=0,23\dots0,9$; соняшнику $k_1=0,12\dots0,22$; кукурудзи $k_1=0,24\dots0,48$.

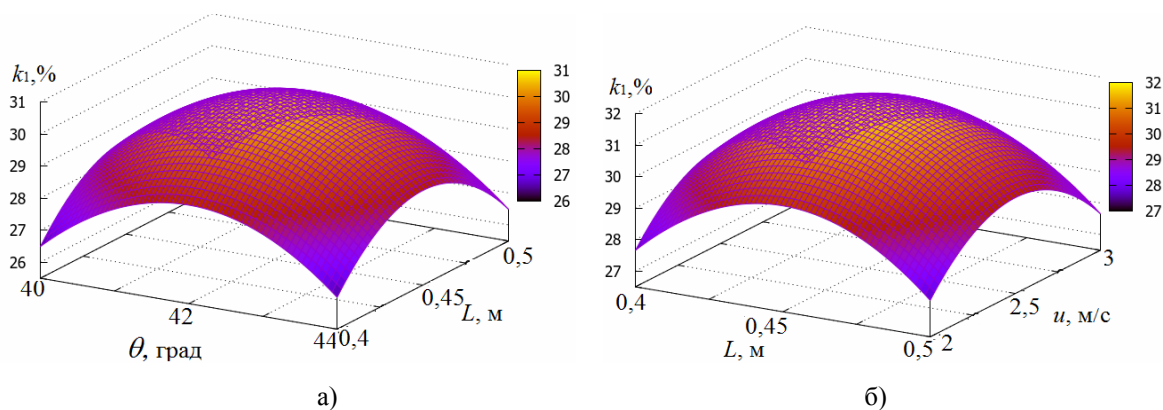


1 - $H=0,02$ м; 2 - $H=0,05$ м; ($d_p=0,002$ м; $\rho_p=300$ кг/м³; $d=0,003$ м; $\rho=750$ кг/м³)

Рисунок 5 – Залежності ефективності розшарування та очистки ЗС пшениці від швидкості повітряного потоку

Плануванням багатфакторного експерименту з критеріями оптимізації – коефіцієнтами розшарування та очищення, встановлені оптимальні конструктивно-технологічні параметри розробленого ПК (рис. 6): кут нахилу повітропроникної поверхні $\theta=41\dots43^\circ$; довжина повітропроникної поверхні $L=0,43\dots0,47$ м; швидкість повітряного потоку $u=2,3\dots2,7$ м/с.

Встановлено, що за вказаними параметрами коефіцієнт розшарування ЗС пшениці складає $k_1=30,53\text{--}31,75$ %.



а) - куту нахилу повітропроникної поверхні та її довжини; б) – довжини повітропроникної поверхні та швидкості її продування повітряним потоком

Рисунок 6 – Залежності коефіцієнту розшарування ЗС від параметрів розшаруючого пристрою розробленого ПК

Висновки. За допомогою теоретичних та експериментальних досліджень встановлені вирази та визначені параметри розробленого ПК за критерієм оптимізації коефіцієнтом розшарування ЗС пшениці. Встановлена методика дозволяє визначати ефективність розшарування ЗС в залежності від конструктивних і технологічних параметрів повітропроникної лускатої поверхні, швидкості повітряного потоку та початкової засміченості; властивостей ЗС різних с.г. культур. Отримані результати підтверджують можливість інтенсифікації процесу очистки ЗС у пневмосепарувальних каналах зернових сепараторів.

Список літератури

1. Тищенко, Л. К применению методов механики сплошных сред для описания движения зерновых смесей на виброрешетах [Текст] / Л. Тищенко, С. Харченко // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin-Rzeszow. – 2013. – Vol. 15, Issue 7. – P. 94 – 99.
2. Харченко, С.А. К построению уравнений динамики стационарных потоков в псевдооживленном зерновом слое на структурных виброрешетах [Текст] / С.А. Харченко // Механізація с.г. виробництва: Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип.148. – С.181 – 186.
3. Идентификация скорости прохождения частиц зерновой смеси через отверстия решет вибрационных зерновых сепараторов [Текст] / Л.Н. Тищенко, С.А. Харченко, Ф.М. Харченко, В.В. Бредихин, О.В. Цуркан // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – Харків, 2016. – № 2/7(80). – С.63 – 70.
4. Харченко, С.А. Моделирование динамики псевдооживленной зерновой смеси по наклонной чешуйчатой поверхности пневмосепарирующих устройств [Текст] / Харченко С.А., Борщ Ю.П. // Вестник БГАТУ: МНПК «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК». – 2014. – С. 239 – 251.
5. Харченко, С.А. Моделирование динамики псевдооживленной зерновой смеси по наклонной чешуйчатой поверхности пневмосепарирующих устройств [Текст] / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ // Вестник БГАТУ: МНПК «Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК», 2014. – секция.2. Инновационные технологии в АПК. – С. 239 – 251.
6. Харченко, С.А. К моделированию процесса расслоения псевдооживленной зерновой смеси на воздухопроницаемой скатной плоскости типа “чешуйчатое” решето [Текст] / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ // MOTROL «Motorization and power industry in agriculture». – Poland: Lublin-Kharkiv, 2014. – Vol.16, №7. – С.17 – 23.
7. Харченко, С.А. Математическая модель расслоения псевдооживленной зерновой смеси на воздухопроницаемой скатной плоскости типа “чешуйчатое” решето [Текст] / С.А. Харченко., Ю.П. Борщ // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2014. – Вип.14. – Т.2. – С.86 – 91.
8. Харченко, С.А. Экспериментальные исследования воздухопроницаемой расслаивающей поверхности разработанного пневмосепарирующего устройства зерновых сепараторов [Текст] / С.А. Харченко, Ю.П. Борщ, М.В. Слипченко // Весник ХНТУСХ имени Петра Василенко, 2015. – Вип. 156. – С. 196 – 203.

Sergey Kharchenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Yriy Borshch, post-graduate, Magomed Abduev, Assos. Prof., PhD tech. sci.,

Petro Vasylenko Kharkiv National Technical University of Agriculture, Kharkiv, Ukraine

Efficiency of Stratification of Grain Mixes at Their Cleaning IN the Pneumoseparating Channels of Grain Separators

Determination of the efficiency of stratification of grain mixtures when they are cleaned in the developed air separation channel of grain separators.

Theoretical researches have defined final mathematical expressions of dynamics of grain mixes at their stratification on the cattle scaly surface of the developed pneumoseparating channel. Expressions of trajectories of the movement of particles of impurity in a grain layer are established, by means of which dependences of coefficient of stratification of the developed pneumoseparating channel on parameters of the stratifying device and properties of grain mixes are received.

Are experimentally confirmed mathematical modeling and rational parameters of the stratifying device when cleaning various crops are specified.

pneumoseparating channel, air stream, stratification coefficient, grain mixture, air-permeable surface, scales

Одержано 06.11.17

УДК 631.363.2

В.М. Швайко, доц., канд. фіз.-мат. наук, В.О. Гурідова, ст. викл.

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро, Україна,

E-mail: guridova@ukr.net

Побудова профілю леза ножа, що відповідає заданим кутам защемлення, при обробці сільськогосподарських матеріалів

Одним із важливих елементів технологічного процесу обробки сільськогосподарських матеріалів є подрібнення сировини за допомогою різальних апаратів. Тому, формалізація процесів механічного обробітку, наприклад, кормів, є важливим фактором як при експлуатації існуючих машин, так і при проектуванні нових. Вибір оптимальної форми леза ножа безпосередньо впливає на якість та ефективність функціонування подрібнювальних механізмів. Наведено методику побудови профілю ріжучої кромки обертового ножа, що відповідає заданим кутам защемлення в будь-якій точці нерухомої протирізальної пластини.

обертовий ніж, протирізальна пластина, різання, профіль леза, подрібнювач

В.Н. Швайко, доц., канд. фіз.-мат. наук, В.А. Гуридова, ст. преп.

Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, г.Днепр, Украина

Построение профиля лезвия ножа, соответствующего заданным углам защемления, при обработке сельскохозяйственных материалов

Одним из важных элементов технологического процесса обработки сельскохозяйственных материалов есть измельчение сырья при помощи резальных аппаратов. Поэтому, формализация процессов механической обработки, например, кормов, является важным фактором как при эксплуатации существующих машин, так и при проектировании новых. Выбор оптимальной формы лезвия ножа непосредственно влияет на качество и эффективность функционирования измельчительных механизмов. Приведена методика построения профиля режущей кромки вращающегося ножа, которая соответствует заданным углам защемления в любой точке неподвижной противорезательной пластины.

вращающийся нож, противорезательная пластина, резание, профиль лезвия, измельчительные механизмы

© В.М. Швайко, В.О. Гурідова, 2017

Постановка проблеми. Аналіз сучасного стану сільського господарства показує, що ефективність будь-якого процесу агропромислового виробництва залежить від якісного та енергоефективного функціонування відповідних машин та іншого обладнання. Тому при проектуванні нових машин, як і при експлуатації вже існуючих, потрібно оцінювати ефективність їх параметрів, які будуть безпосередньо впливати на якість обробки сільськогосподарських матеріалів, наприклад, на механічну обробку кормів у тваринництві. До основних конструкційно-технологічних параметрів різальних апаратів, які потрібно оптимізовувати, належить профіль ріжучої кромки обертового ножа машин, які застосовуються в процесі подрібнення кормів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В сучасній науковій літературі показано, що різання лезом, як спосіб подрібнення матеріалу, є найбільш ефективним, порівняно з іншими способами різання (пуансоном, клином та ін.). Саме в цьому випадку перероблюваний матеріал піддається тільки локальній деформації, яка виникає в зоні площин концентрованого докладання зусиль. Спосіб різання лезом характеризується найменшим обсягом деформування матеріалу, що робить його найменш енергомістким серед інших процесів подрібнення. Особливо це важливо при переробці соковитих кормів, де виділення вологи (втрати поживних речовин) повинно бути мінімальним.

При дії ножа на перероблюваний матеріал із деяким зусиллям виникає реакція матеріалу. При розкладанні цієї реакції одержують дотичну і нормальну сили, перша з них намагається вивести матеріал з-під ножа, а друга спричиняє виникнення тертя між матеріалом та лезом і цим протидіє виводу [5] та, відповідно, розглядаються умови, за яких буде забезпечено защемлення матеріалу між ножем і протирізальною пластиною [4]. Для забезпечення надійності защемлення стебел між ножами і протирізальною пластиною ножі виготовляють криволінійної форми з постійним кутом защемлення, який не змінюється при проходженні всього леза через матеріал [5], проте такі форми ножів не було досліджено на наявність відштовхувальної сили. Найпростіша у конструкційному відношенні прямолінійна форма леза ні в якій мірі не може забезпечити рівномірного завантаження валу машини при провертанні ножа. Форма леза по дузі спіралі Архімеда веде до менш інтенсивного, але все ж таки зростання навантаження і збільшення моменту різання. Найбільш оптимальною формою є дуга логарифмічної спіралі, за якої при зростанні радіус-вектора прикладання сили зменшується зусилля, і в результаті момент різання залишається постійним. Але така форма є досить складною та її практично неможливо зберегти в процесі експлуатації, наприклад, при заточуванні ножів. Як бачимо, питання про оптимальну форму леза ножа як з точки зору простоти виготовлення, так і ефективного використання пристрою, залишається досить актуальним.

Постановка завдання. Метою дослідження є побудова профілю ріжучої кромки обертового ножа, що відповідає заданим кутам защемлення в будь-якій точці нерухомої протирізальної пластини. З точки зору математики, необхідно знайти форму ріжучої кромки ножа як функцію відгуку для заданої функції профілю протирізального елемента, який задовольняє заданим кутам защемлення.

Виклад основного матеріалу. Нехай рівняння леза протирізальної пластини в нерухомій системі координат xOy (рис. 1) задається у вигляді $Y = F(X)$, $X = x$.

У рухомій системі координат x_pOy_p , яка жорстко пов'язана з обертовим ножем навколо нерухомого центру O (все, що відноситься до рухомої системи координат, на рис. 1 зображується пунктиром), рівняння його леза представимо у вигляді

$$y_p = f(x_p). \quad (1)$$

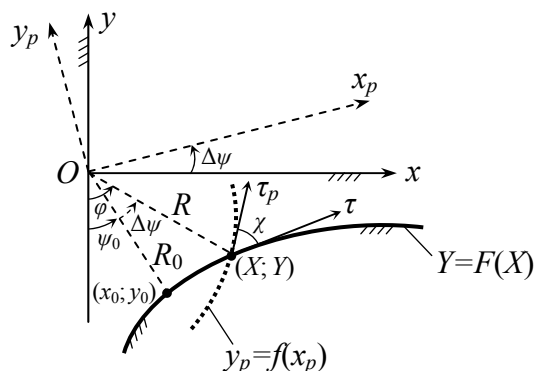


Рисунок 1 – Загальна схема взаємного розташування обертового ножа і протирізальної пластини

При повороті рухомої системи координат на кут $\Delta\psi$ рівняння в загальному випадку кривої (1) в нерухомій системі координат xOy запишеться в параметричному вигляді

$$\left. \begin{aligned} x &= x_p \cdot \cos \Delta\psi - y_p \cdot \sin \Delta\psi; \\ y &= x_p \cdot \sin \Delta\psi + y_p \cdot \cos \Delta\psi \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де $\Delta\psi = \psi - \psi_0$, $\psi_0 = \arctg y_0/x_0$, $\psi = Y/X$.

Припускаючи, що в загальному випадку криві (1) і $Y = F(X)$ перетинаються (рис. 1) в довільній точці $(x = X, y = Y)$, отримуємо

$$x_p^2 + y_p^2 = R^2 = X^2 + Y^2. \quad (3)$$

У початковий момент часу $(x = x_p = x_0 = X, y = y_p = y_0 = Y, \Delta\psi = 0)$ маємо

$$R_0^2 = x_0^2 + y_0^2.$$

Кут $\chi(X)$ між двома кривими в точці їх перетину $(x = X, y = Y)$ дорівнює куту між дотичними до лез (рис. 1: τ_p – дотична до леза обертового ножа; τ – до леза протирізального елемента) і для будь-якої координати (X, Y) визначається за формулою [2]

$$\operatorname{tg} \chi(X) = \frac{y'(x) - Y'(x)}{1 + y'(x) \cdot Y'(x)}, \quad (4)$$

де $Y'(X) = dF(X)/dX = dY/dX$.

На підставі (2) маємо

$$\begin{aligned} y'(X) &= \frac{dy}{dx} = \frac{\frac{\partial y}{\partial x_p} \cdot dx_p + \frac{\partial y}{\partial y_p} \cdot dy_p}{\frac{\partial x}{\partial x_p} \cdot dx_p + \frac{\partial x}{\partial y_p} \cdot dy_p} = \frac{\sin \Delta\psi + y'_p \cdot \cos \Delta\psi}{\cos \Delta\psi - y'_p \cdot \sin \Delta\psi} = \\ &= \frac{\operatorname{tg} \Delta\psi + y'_p}{1 - y'_p \cdot \operatorname{tg} \Delta\psi} = \operatorname{tg}(\arctg y'_p + \Delta\psi), \end{aligned}$$

$$y'_p(x_p) = \frac{dy_p}{dx_p}.$$

Рівняння (4) також можна записати в вигляді

$$\operatorname{arctg} \frac{dy_p}{dx_p} + \Delta\psi - \operatorname{arctg} \frac{dY}{dX} = \chi(X).$$

Після перетворень, диференціальне рівняння (4) представимо у вигляді

$$\frac{dy_p}{dx_p} = K(X),$$

де

$$\begin{aligned} K(X) &= \operatorname{tg} [\chi(X) + \operatorname{arctg} Y'(X) - \Delta\psi(X)] = \\ &= \frac{\{[\operatorname{tg} \chi(X) + Y'(X)] \cdot x_0 + [1 - Y'(X) \cdot \operatorname{tg} \chi(X)] \cdot y_0\} \cdot X - \\ &\quad \{[1 - Y'(X) \cdot \operatorname{tg} \chi(X)] \cdot x_0 - [\operatorname{tg} \chi(X) + Y'(X)] \cdot y_0\} \cdot X + \\ &\quad - \{[1 - Y'(X) \cdot \operatorname{tg} \chi(X)] \cdot x_0 - [\operatorname{tg} \chi(X) + Y'(X)] \cdot y_0\} \cdot Y}{+ \{[\operatorname{tg} \chi(X) + Y'(X)] \cdot x_0 + [1 - Y'(X) \cdot \operatorname{tg} \chi(X)] \cdot y_0\} \cdot Y}. \end{aligned}$$

Розв'язуючи останнє диференціальне рівняння, з урахуванням початкових умов $x_p = x_0$, $y_p = y_0$, знаходимо [3]

$$y_p(x_p) = y_0 + K(X) \cdot (x_p - x_0). \quad (5)$$

З урахуванням залежностей (3) і (5), отримуємо

$$x_p = \frac{-K(X) \cdot [y_0 - K(X) \cdot x_0] \pm \sqrt{D(X)}}{1 + K^2(X)}, \quad (6)$$

де

$$D(X) = [1 + K^2(X)] \cdot (X^2 + Y^2) - [y_0 - K(X) \cdot x_0]^2.$$

Таким чином, система рівнянь (5) і (6) – параметрично задані функції відгуку профілю леза обертового ножа навколо нерухомої осі O , що утворює кути $\chi(X)$ із заданим профілем (в будь-якій його точці) протирізальної пластини.

Аналогічним чином можна вирішити і зворотню задачу, коли задана функція леза обертового ножа, а необхідно знайти функцію відгуку протирізального елемента, що задовольняє умові по кутах χ в кожній точці профілю.

Згідно [4], защемлення матеріалу між ножем і протирізальною пластиною буде виконуватися за умови

$$\chi \leq \varphi_1 + \varphi_2,$$

де φ_1 – кут тертя між ножем і матеріалом;

φ_2 – кут тертя між протирізальним елементом і матеріалом.

Припускаючи [4], що кут защемлення між дотичною до леза ножа і протирізальною пластиною χ не повинен перевищувати 50° , на підставі формул (5) і (6) був побудований профіль обертового ножа (на рис. 2 – цифра 2, пунктирна лінія) за наступних умов (пунктирною дуговою стрілкою показаний напрям обертання ножа): профілем леза протирізального елемента є пряма $Y(X) \equiv 100 \text{ мм}$, $X \in [0, 360 \text{ мм}]$ (рис. 2 – цифра 1); початкові умови $x_0 = 0$, $y_0 = 100 \text{ мм}$; кут защемлення змінюється згідно лінійної залежності

$$\chi(X) = 50^\circ - \frac{45^\circ}{360 \text{ мм}} \cdot X.$$

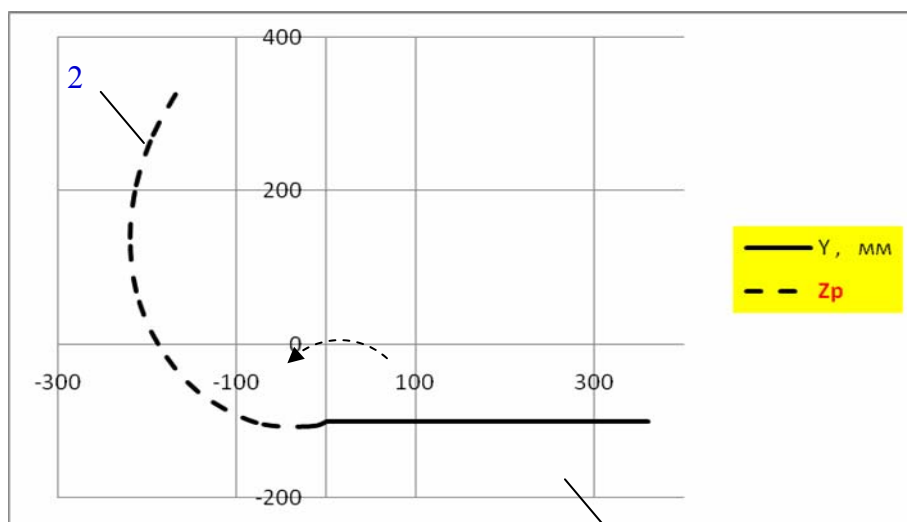


Рисунок 2 – Профілі лез обертового ножа (2) і протиризальної пластини (1), що задовольняють заданим умовам

Висновки. Отримано аналітичні вирази, які дозволяють досить просто побудувати конфігурацію леза обертового ножа для довільно заданого кута защемлення в кожній точці профілю протиризальної пластини. Останнє дає можливість істотно спростити оптимізацію основних конструкційно-технологічних параметрів різальних апаратів.

Список літератури

1. Голуб, Г. А. Формалізація кутів затискання та затягування при механічному обробітку сільськогосподарських матеріалів [Текст] / Г. А. Голуб, С. М. Кухарець // Вісник Сумського національного університету. – Суми: СНАУ, 2016. – № 10/1 (29). – С. 96–99.
2. Корн, Г. Справочник по математике (для научных работников и инженеров) [Текст] / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1974. – 832 с.
3. Камке, Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям [Текст] / Э. Камке. – М. : Наука, 1976. – 576 с.
4. Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин [Текст] / под ред. академика В. П. Горячкина. – М.-Л., 1936. – Т. 4. – 576 с.
5. Ревенко, І. І. Машини та обладнання для тваринництва [Текст] : підручник / І. І. Ревенко, М. В. Брагінець, В. І. Ребенко. – К. : Кондор, 2011. – 730 с.

Volodimir Shvaiko, Assoc. Prof., PhD phith.& math. sci., Victoria Guridova, Sen. Lect.

Dnipropetrovsk State Agrarian and Economic University, Dnipro, Ukraine

Construction of the profile of the cutting edge of the knife, which corresponds to the specified angles of pinching, in the processing of agricultural materials

For high-quality and efficient functioning of agricultural machines and other equipment, it is necessary to optimize the basic structural and technological parameters of the cutting apparatus, for example, the profile of the cutting edge of the rotary knife, which is used in the process of grinding forages.

Construction of the profile of the cutting edge of the rotary knife is carried out, which corresponds to the given angles of pinching at any point of the fixed counter-plate. From the mathematical point of view, it is necessary to find the shape of the cutting edge of the knife as a response function for the specified profile function of the anti-perturbing element, which satisfies the specified angles of pinching.

The analytical expressions are obtained, which allow to simply construct the configuration of the blade of a rotary knife for an arbitrarily set angle of pinching at each point of the profile of the counter-plate. The latter makes it possible to substantially simplify the optimization of the basic structural and technological parameters of the cutting machines.

rotary knife, counter-plate, cutting, blade profile, chipping mechanisms

Одержано 01.11.17

УДК 677.051.2:677.31

І.А. Шевченко, член.-кор. НААН України, проф., д-р техн. наук, В.В. Полюсов, мол. наук. спів., Е.Б. Алієв, канд. техн. наук

Інститут олійних культур НААН, м. Запоріжжя, Україна, E:mail: aliev@meta.ua

Фізико-математична модель технологічного процесу сухого очищення забрудненої вовни

Наведено рішення задачі визначення параметрів тріпальної машини, виходячи з умов забезпечення високої розпушувальної здатності і продуктивності, а також виключення пошкодження вовни і намотування її на робочі органи. В результаті досліджень розроблено математичну модель процесу взаємодії робочих органів малогабаритної тріпальної машини з масивом забрудненої вовни, яка узгоджує вплив фізико-механічних властивостей вовни (товщина та ширина шару вовни, границя міцності на розтяг, щільність вовни, коефіцієнти тертя об матеріали робочих органів, модуль деформації) та конструктивно-технологічних параметрів машини (зовнішні діаметри кілкових барабанів, діаметри живильних валків та їх кутові швидкості, діаметр прутків колосникових решіт, радіальний зазор між кілком барабана і прутком колосникового решета) на ефективність виконання робочого процесу тріпання вовни. Виходячи з умов оптимізації процесу тріпання вовни, аналітично обґрунтовано ряд конструктивно-технологічних параметрів малогабаритної тріпальної машини: сила стискання живильних валків; координати вісей живильних валків в системі координат; кутові швидкості розпушувально-тріпальних барабанів; кількість рядів кілків на розпушувально-тріпальному барабані; зазор між кілками першого розпушувально-тріпального барабана і живильними валками; кути обхвату колосниковими решетами розпушувально-тріпальних барабанів; продуктивність малогабаритної тріпальної машини.

вовна, тріпальна машина, теоретичні дослідження, параметри, модель, очищення

И.А. Шевченко, член.-корр. НААН Украины, проф., д-р техн. наук, В.В. Полюсов, мл. научн. сотр., Е.Б. Алиев, канд. техн. наук

Институт масличных культур НААН., г. Запорожье, Украина

Физико-математическая модель технологического процесса сухой очистки загрязненной шерсти

Приведены решения задачи определения параметров трепальной машины, исходя из условий обеспечения высокой разрыхлительной способности и производительности, а также исключения повреждения шерсти и намотки ее на рабочие органы. В результате исследований разработана математическая модель процесса взаимодействия рабочих органов малогабаритной трепальной машины с массивом загрязненной шерсти, которая согласовывает влияние физико-механических свойств шерсти (толщина и ширина слоя шерсти, предел прочности на растяжение, плотность шерсти, коэффициенты трения о материалы рабочих органов, модуль деформации) и конструктивно-технологических параметров машины (внешние диаметры колковых барабанов, диаметры питательных валков и их угловые скорости, диаметр прутков колосниковых решет, радиальный зазор между колом барабана и прутком колосникового решета) на эффективность выполнения рабочего процесса трепания шерсти. Исходя из условий оптимизации процесса трепания шерсти, аналитически обосновано ряд конструктивно-технологических параметров малогабаритной трепальной машины: сила сжатия питательных валков; координаты осей питательных валков в системе координат; угловые скорости разрыхлительно-трепальных барабанов; количество рядов кольев на разрыхлительно-трепальном барабане; зазор между кольями первого разрыхлительно-трепального барабана и питательными валками; углы охвата колосниковых решет разрыхлительно-трепальных барабанов; производительность малогабаритной трепальной машины.

шерсть, трепальная машина, теоретические исследования, параметры, модель, очистка

Постановка проблеми. Вовна піддається тріпанню з метою розпушення, тобто поділу великих клаптиків на більш дрібні. Тріпання сприяє прискоренню і

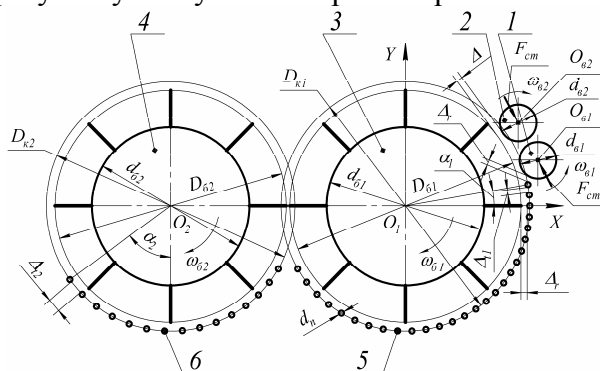
здешевленню процесу промивання і сушіння вовни і більш повного визволення вовни від забруднюючих домішок. Чим краще розпушена вовна, тим швидше вона промивається, так як полегшується проникнення миючих розчинів в масу волокон і, отже, перехід частинок забруднень в миючий розчин. Крім того, в процесі тріпання вовна звільняється від деякої частини забруднюючих домішок: піску, грудочок землі, шматочків рослин тощо [1]. При цьому робочі органи тріпальної машини не повинні пошкоджувати вовну (вкорочувати волокно, утворювати вузлики) або сприяти утворенню вузликів на наступних стадіях переробки [2]. Таким чином, потрібно визначити параметри тріпальної машини, виходячи з забезпечення високої розпушувальної здатності і продуктивності, а також виключення пошкодження вовни і намотування її на робочі органи.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У роботах [1, 2, 3] описується процес тріпання вовни перед промиванням, а також призначення і визначення деяких параметрів робочих органів тріпальної машини. В роботі [4] описується технологічний процес і конструкція двохбарабанної тріпальної машини. В роботі [5] визначено деформаційні характеристики вовни. Однак в цих роботах параметри тріпальної машини не розглядаються у взаємозв'язку і не розроблена математична модель процесу взаємодії робочих органів з масивом вовни.

Постановка завдання. Підвищення ефективності тріпання вовни шляхом обґрунтування параметрів тріпальної машини.

Виклад основного матеріалу. Параметри тріпальної машини визначалися з використанням аналітичної геометрії і методів теоретичної механіки.

Розглянемо розрахункову схему малогабаритної тріпальної машини (рис. 1).



1, 2 – живильні валки; 3, 4 – кілкові барабани; 5, 6 – колосникові решета

Рисунок 1 – Розрахункова схема малогабаритної тріпальної машини

Пара живильних валків 1 і 2 подає забруднену вовну в тріпальну камеру в зону дії кілків першого барабана 3. Кілки барабана 3 завдають по затисненій в живильних валках вовні, часті сильні удари. При кожному ударі кілки барабана 3 відділяють жмути вовни, сильно струшують їх і протягують в напрямку свого руху по пруткам колосникового решета 5. При цьому частина домішок відділяється від волокон й падає поміж прутками колосникового решета 5 в спеціальну ємкість. Далі кілками барабана 3 вовна подається в зону дії кілків другого барабана 4, протягується в напрямку його обертання по пруткам колосникового решета 6 і під дією відцентрової сили сходе з неї. При цьому жмути вовни знову зазнають ударну дію кілків барабанів, внаслідок чого продовжується розпушування вовни і її очищення.

Для визначення сили стискання живильних валків розглянемо розрахункову схему, представлену на рис. 2.

Живильні валки повинні надійно затискати вовну, але не переущільнювати її.

Сили тертя, що виникають на поверхнях валків, замінюємо результируючою $F_{тр}$, прикладеною в точці C (точка, що знаходиться на перетині нейтральної лінії шару вовни і прямої, проведеної через осі живильних валків). Сила стискання живильних валків $F_{ст}$ залежить від товщини шару вовни, затисненої між валками, й повинна бути достатньою для утворення сили тертя в жалі валків $F_{тр ж}$, яка в свою чергу перевищує зусилля руйнування масиву вовни F_p , тобто

$$F_{тр ж} > F_p. \quad (1)$$

Сила тертя в жалі валків

$$F_{тр ж} = f_6 \cdot F_{ст}, \quad (2)$$

де f_6 – коефіцієнт тертя вовни по матеріалу поверхні живильних валків.

Як видно з формули (2), велике значення коефіцієнта f_6 (забезпечує гума марки 1297) дозволяє зменшити силу стискання живильних валків, а значить, зменшити імовірність переущільнення шару вовни.

Попередніми дослідженнями встановлено: границя міцності шару вовни, затисненої між живильними валками, на розтягування $\sigma_p = 4-6$ кПа; щільність сухої вовни у вільному стані $\rho = 48-53$ кг/м³.

Зусилля руйнування масиву вовни

$$F_p = \sigma_p \cdot A, \quad (3)$$

де A – площа поперечного перетину шару вовни.

$$A = b \cdot h, \quad (4)$$

де b – ширина шару вовни, приймаємо $b = 0,65$ м; згідно [6]; h – товщина шару вовни, приймаємо $h = 0,04$ м згідно [7].

Підставляючи (4) в (3), а отриманий вираз і (2) в (1), та вводячи коефіцієнт запасу стискування k ($k = 1,2-1,5$), й замінивши знак нерівності на рівність, отримаємо формулу, що визначає величину сили стискання живильних валків

$$F_{ст} = k \sigma_p b h / f_6. \quad (5)$$

Як видно з формули (5), сила стискання живильних валків знаходиться в лінійній прямо пропорціональній залежності від товщини шару вовни. Тому для створення такої сили слід застосовувати циліндричну виту пружину стиснення, що має відповідну навантажувальну характеристику. Ця пружина буде реагувати на неминучі коливання товщини шару вовни й регулювати силу стиснення живильних валків, що зменшить імовірність переущільнення вовни.

Для визначення координат живильних валків розглянемо схему на рис. 2.

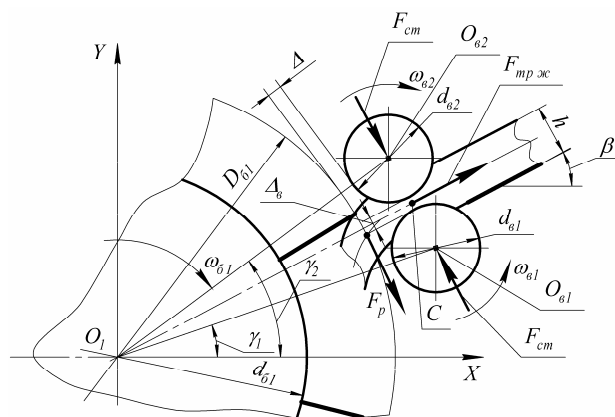


Рисунок 2 – Живильні валки з шаром затисненої вовни

Найкращі умови для тріпання вовни створюються тоді, коли нейтральна лінія шару вовни проходить через вісь першого барабана, а кут нахилу її до горизонту β не перевищує кут тертя вовни об матеріал прийомного лотка $\varphi_{\text{л}}$, тобто

$$\beta \leq \varphi_{\text{л}}. \quad (6)$$

Відстань між осями першого барабана і живильних валків

$$O_1 O_{\text{В1}} = O_1 O_{\text{В2}} = D_{\text{б1}} / 2 + \Delta + d_{\text{В1}} / 2. \quad (7)$$

Кут між віссю $O_1 X$ й відрізком $O_1 O_{\text{В1}}$

$$\gamma_1 = \beta - \arcsin(d_{\text{В1}} + \Delta_{\text{В}}) / (2 O_1 O_{\text{В1}}), \quad (8)$$

де $\Delta_{\text{В}}$ – товщина стисненого шару вовни, $\Delta_{\text{В}} = 0,08-0,10 \text{ h}$ [8].

Кут між віссю $O_1 X$ і відрізком $O_1 O_{\text{В2}}$

$$\gamma_2 = \beta + \arcsin(d_{\text{В1}} + \Delta_{\text{В}}) / (2 O_1 O_{\text{В1}}). \quad (9)$$

Тоді можна визначити координати живильних валків

$$x_{\text{В1}} = O_1 O_{\text{В1}} \cos \gamma_1; y_{\text{В1}} = O_1 O_{\text{В1}} \sin \gamma_1; x_{\text{В2}} = O_1 O_{\text{В2}} \cos \gamma_2; y_{\text{В2}} = O_1 O_{\text{В2}} \sin \gamma_2. \quad (10)$$

Основними вимогами ефективної роботи тріпальної машини є стабільний відрив шматочків від масиву вовни внаслідок ударної дії на нього кілкових барабанів (рис.3). Для цього необхідно, щоб зусилля руйнування масиву вовни $F_{\text{р}}$ було менше сили технологічного опору F , тобто

$$F_{\text{р}} < F. \quad (11)$$

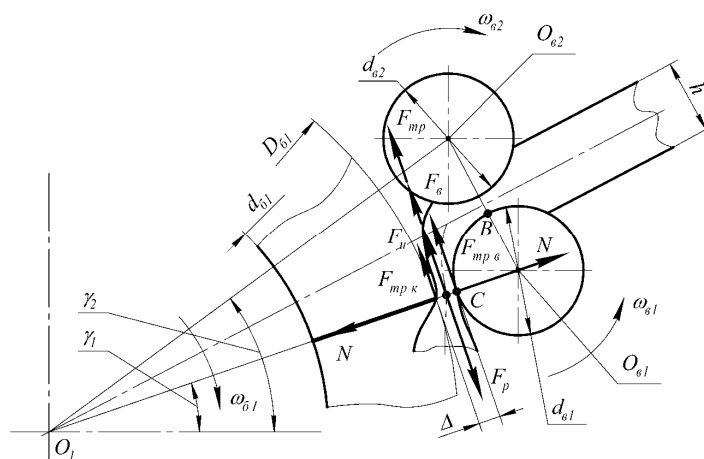


Рисунок 3 – Шматочок вовни в момент відриву

Сила технологічного опору

$$F = F_{\text{тр}} + F_{\text{с}} + F_{\text{ш}}, \quad (12)$$

де $F_{\text{тр}}$ – сила тертя шматочка вовни об робочі органи; $F_{\text{с}}$ – сила опору повітря переміщенню в ньому шматочка вовни; $F_{\text{ш}}$ – сила інерції шматочка вовни.

Сила тертя шматочка вовни об робочі органи

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{тр в}} + F_{\text{тр к}}, \quad (13)$$

де $F_{\text{тр в}}$ – сила тертя шматочка вовни об поверхню живильного валка,

$$F_{\text{тр в}} = f_{\text{В}} \cdot N, \quad (14)$$

де N – нормальна реакція, що виникає внаслідок деформації вовни;

$$F_{\text{тр к}} = f_{\text{к}} \cdot N, \quad (15)$$

де $f_{\text{к}}$ – коефіцієнт тертя вовни об матеріал кілків.

З урахуванням (14) і (15) формула (13) прийме вигляд

$$F_{mp} = (f_{\epsilon} + f_{\kappa}) \cdot N. \quad (16)$$

Як показали дослідження [8], модуль деформації вовни пов'язаний з її щільністю степеневу залежністю, що має вигляд

$$E = a_{\delta} \cdot \rho^{b_{\delta}}, \quad (17)$$

де a_{δ} і b_{δ} – коефіцієнти степеневі функції, залежні від типу вовни і її вологості.

Щільність вовни в зазорі між кілком и живильним валком буде

$$\rho_{\Delta} = \rho h / \Delta. \quad (18)$$

Тоді нормальна реакція, що виникає внаслідок деформації вовни

$$N = E \cdot A_{\delta}, \quad (19)$$

де A_{δ} – площа деформації масиву вовни.

Рахуючи деформацію масиву вовни рівномірною по всій довжині дуги тертя ВС, можна записати

$$A_{\delta} = b \cdot \ell_{BC}. \quad (20)$$

Як видно із рис. 3, довжина дуги тертя

$$\ell_{BC} = d_{\epsilon 1} (\pi + \gamma_1 - \gamma_2) / 4. \quad (21)$$

З урахуванням (16)-(21) остаточно запишемо вираз сили тертя шматочка вовни об робочі органи

$$F_{tp} = (f_{\epsilon} + f_{\kappa}) a_{\delta} (\rho h / \Delta)^{b_{\delta}} b d_{\epsilon 1} (\pi + \gamma_1 - \gamma_2) / 4. \quad (22)$$

Сила опору повітря переміщенню в ньому шматочка вовни [9]

$$F_{\epsilon} = c_x \rho_{\epsilon} S v^2 / 2, \quad (23)$$

де c_x – коефіцієнт опору; ρ_{ϵ} – щільність повітря, при 20°C $\rho_{\epsilon} = 1,21 \text{ кг/м}^3$; S – площа міделевого перетину шматочка вовни,

$$S = b \cdot \ell; \quad (24)$$

v – швидкість шматочка вовни відносно повітря.

Для режиму розвиненої турбулентності ($2000 < Re < 200000$) коефіцієнт опору c_x не залежить від числа Рейнольдса і може бути визначений по формулі [10]

$$c_x = 5,31 - 4,88 \psi, \quad (25)$$

де ψ – коефіцієнт сферичності,

$$\psi = 4,8 V^{2/3} / A_n, \quad (26)$$

де A_n – площа поверхні шматочка вовни,

$$A_n = 2 \cdot (bh + b\ell + h\ell), \quad (27)$$

де ℓ – довжина шматочка вовни,

$$\ell = \omega_{\epsilon 1} d_{\epsilon 1} / (4\pi \omega_{\epsilon 1} z). \quad (28)$$

З урахуванням (23)-(28) і (34) остаточно запишемо вираз сили опору повітря переміщенню в ньому шматочка вовни

$$F_{\epsilon} = \frac{1}{8} \left(5,31 - 11,71 \left(\frac{bh \omega_{\epsilon 1} d_{\epsilon 1}}{4\pi \omega_{\epsilon 1} z} \right)^{2/3} / (bh + b\ell + h\ell) \right) \rho_{\epsilon} b \ell \omega_{\epsilon 1}^2 D_{\epsilon 1}^2. \quad (29)$$

Сила інерції шматочка вовни

$$F_u = m \cdot a, \quad (30)$$

де m – маса шматочка вовни; a – його прискорення.

В свою чергу маса шматочка вовни

$$m = \rho \cdot V, \quad (31)$$

де V – об'єм шматочка вовни,

$$V = b \cdot h \cdot \ell. \quad (32)$$

Середнє прискорення, яке отримує шматочок вовни від дії на нього кілка

$$a_{cp} = (v_k - v_0) / \Delta t, \quad (33)$$

де v_k – кінцева швидкість шматочка вовни, яку можна прийняти рівною окружній швидкості кілків,

$$v_k = \omega_{\delta 1} \cdot D_{\delta 1} / 2; \quad (34)$$

v_0 – початкову швидкість шматочка вовни, приймаємо рівною нулю; Δt – час відриву шматочка вовни,

$$\Delta t = 2h / (\omega_{\delta 1} \cdot D_{\delta 1}). \quad (35)$$

З урахуванням (30)-(35) остаточно запишемо вираз сили інерції шматочка вовни

$$F_u = \rho b \omega_{\delta 1} d_{\delta 1} \omega_{\delta 1} D_{\delta 1}^2 / (16\pi z). \quad (36)$$

При роботі тріпальної машини вовна, розпушуючись, збільшує свій об'єм. Тому для підвищення якості виконання технологічного процесу тріпання забрудненої вовни необхідно, щоб пропускна здатність другого кілкового барабана тріпальної машини була трохи більшою пропускної здатності першого барабана, тобто кутова швидкість другого кілкового барабана

$$\omega_{\delta 2} = k_{\omega} \cdot \omega_{\delta 1}, \quad (37)$$

де k_{ω} – коефіцієнт співвідношення кутових швидкостей барабанів.

Визначимо кути обхвату колосниковими решетами кілкових барабанів. Рівняння кола, що проходить через осі прутків колосникового решета, має вигляд

$$x^2 + y^2 = D_{\kappa 1}^2 / 4, \quad (38)$$

де $D_{\kappa 1}$ – діаметр кола, що проходить через осі прутків колосникового решета

$$D_{\kappa 1} = D_{\delta 1} + 2\Delta_r + d_n. \quad (39)$$

Рівняння кола, що проходить через вісь першого прутка колосникового решета

$$(x - x_{\delta 1})^2 + (y - y_{\delta 1})^2 = (d_{\delta 1} / 2 + \Delta_r + d_n / 2)^2. \quad (40)$$

Вирішуючи спільно рівняння (38)-(40), отримаємо точки перетину цих кіл. При цьому точка, що має більшу величину абсциси x_{n1} , визначатиме координати осі першого прутка колосникового решета. Ця точка буде мати координати

$$\begin{cases} x_{n1} = \frac{1}{8x_{\delta 1}(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2)} [x_{\delta 1}^2 (D_{\delta 1}(2d_n + D_{\delta 1} + 4\Delta_r) + 4(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2)) - \\ - d_{\delta 1}^2 x_{\delta 1}^2 - 2d_{\delta 1} x_{\delta 1}^2 (d_n + 2\Delta_r) + \\ + x_{\delta 1} y_{\delta 1} \sqrt{(4(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2) - (D_{\delta 1} - d_{\delta 1})^2)((d_{\delta 1} + 2d_n + D_{\delta 1} + 4\Delta_r)^2 - 4(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2))}] \\ y_{n1} = \frac{1}{8(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2)} [y_{\delta 1} (4(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2) + (D_{\delta 1} - d_{\delta 1})(d_{\delta 1} + 2d_n + D_{\delta 1} + 4\Delta_r)) - \\ - x_{\delta 1} \sqrt{(4(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2) - (D_{\delta 1} - d_{\delta 1})^2)((d_{\delta 1} + 2d_n + D_{\delta 1} + 4\Delta_r)^2 - 4(x_{\delta 1}^2 + y_{\delta 1}^2))}] \end{cases} \quad (41)$$

Тоді кут обхвату колосникового решета першого кілкового барабана

$$\alpha_1 = \arctg(y_{n1} / x_{n1}). \quad (42)$$

Для полегшення виходу розпушеної вовни із тріпальної машини кут обхвату колосникового решета другого кілкового барабана повинен бути якомога меншим. З іншої сторони, із збільшенням цього кута збільшується довжина колосникового решета, а значить, і розпушувальна здатність тріпальної машини. Тому приймаємо, що кут обхвату колосникового решета другого кілкового барабана не повинен перевищувати

кут тертя вовни об матеріал прутків, тобто

$$\alpha_2 = \varphi. \quad (43)$$

Продуктивність тріпальної машини визначається за формулою

$$Q = 1800\rho b h \omega_{b1} d_{b1}. \quad (44)$$

Сукупність рівнянь (1)-(44) утворюють математичну модель процесу взаємодії робочих органів тріпальної машини з масивом вовни.

Задаючись чисельними значеннями¹ [11-13], за допомогою програми, розробленої в системі комп'ютерної математики, визначаємо конструктивно - технологічні параметри тріпальної машини: $F_{ct} = 175,5$ Н; $O_{b1}(0,2896;0,0612)$, $O_{b2}(0,2609;0,1397)$ (в метрах); $\omega_{b1} = 47,3$ рад / с; $\omega_{b2} = 52,0$ рад/с; $z = 16$; $\Delta = 6,0$ мм; $\alpha_1 = 0$ град.; $\alpha_2 = 20$ град.; $Q = 356$ кг/год.

Висновки. 1. Розроблено математичну модель процесу взаємодії робочих органів малогабаритної тріпальної машини з масивом забрудненої вовни, яка узгоджує вплив фізико-механічних властивостей вовни (товщина та ширина шару вовни, границя міцності на розтяг, щільність вовни, коефіцієнти тертя об матеріали робочих органів, модуль деформації) та конструктивно-технологічних параметрів машини (зовнішні діаметри кілкових барабанів, діаметри живильних валків та їх кутові швидкості, діаметр прутків колосникових решіт, радіальний зазор між кілком барабана і прутком колосникового решета) на ефективність виконання робочого процесу тріпання вовни.

2. Виходячи з умов оптимізації процесу тріпання вовни аналітично обґрунтовано ряд конструктивно-технологічних параметрів малогабаритної тріпальної машини: сила стискання живильних валків $F_{cm} = 175,5$ Н; координати вісей живильних валків в системі координат XO_1Y : $O_{b1}(x_{b1} = 0,2896; y_{b1} = 0,0612)$ і $O_{b2}(x_{b2} = 0,2609; y_{b2} = 0,1397)$; кутові швидкості розпушувально-тріпальних барабанів $\omega_{b1} = 47,3$ рад / с; $\omega_{b2} = 52,0$ рад / с; кількість рядів кілків на розпушувально-тріпальному барабані $z = 16$ шт.; зазор між кілками першого розпушувально-тріпального барабана і живильними валками $\Delta = 6,0$ мм; кути обхвату колосниковими решетами розпушувально-тріпальних барабанів $\alpha_1 = 0$ град.; $\alpha_2 = 20$ град.; продуктивність малогабаритної тріпальної машини $Q = 356$ кг/год.

Список літератури

1. Липенков, Я. Я. Общая технология шерсти: Учебник для школ ФЗО и по техминимуму для рабочих [Текст] / Я. Я. Липенков. – М. – Л.: Гос. науч.-техн. изд-во текстильной, легкой и полиграфической промышленности, 1948. – 182 с.
2. Расчет и конструирование машин прядильного производства: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Машины и аппараты текстильной промышленности» / А. И. Макаров, В. В. Крылов, В. Б. Николаев и др.; под общ. ред. А. И. Макарова. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 464 с.
3. Розробити наукові основи створення енергозберігаючих технологій і комплекти устаткування для виробництва і первинної переробки продукції вівчарства: Звіт про НДР / Ін-т мех. тваринництва УААН. – Запоріжжя, 1998. – 287 с.
4. Пат. 33942 Україна, МПК6 БОІВЗ/ОО. Рихлильно-тріпальна машина / Ренсевич О. О., Туринський В. М., Горлова А. Д., Лиходід В. В., Ренсевич Є. О.; заявник і патентовласник ІМТ УААН. – № 99042483; заявл. 30.04.1999; опубл. 15.02.2001, Бюл. № 1.
5. Розробити новітні ресурсозберігаючі технологічні процеси та засоби механізації ведення високопродуктивного м'ясо-молочного вівчарства: Звіт про НДР (заключ.) / Ін-т мех. тваринництва НААН. – 40.03-021: № ДР 01061Ю04738, Інв. № 021Ш000499. – Запоріжжя, 2010. – 250 с.
6. Відомчі норми технологічного проектування. Вівчарські підприємства. ВНТП – АПК – 03.05. – К., МінАПК України. – 2005. – С. 59 - 61.

¹ $\sigma_p = 5$ кПа; $b = 0,65$ м; $h = 0,04$ м; $\omega_{b1} = 1,9$ рад / с; $d_{b1} = 0,08$ м; $f_e = 1$; $f_k = 0,3$; $a_0 = 9,82 \cdot 10^{-5}$ м² / с²; $b_0 = 2,79$; $\rho = 50$ кг / м³; $\rho_g = 1,21$ кг / м³; $D_{b1} = 0,5$ м; $\Delta_r = 10 \cdot 10^{-3}$ м; $\beta = 20$ град.; $d_n = 0,01$ м; $k = 1,35$; $k_\omega = 1,1$.

7. Сухарльов В. О. Вівчарство / В. О. Сухарльов, О. П. Дерев'яно // Навчальний посібник. – Харків: Еспада, 2003. – 256 с.
8. Энхбаатар П. Определение деформационных характеристик слоя шерсти / П. Энхбаатар, А. В. Демидов, Ю. Г. Фомин // Вестник НПО. – 2002. – Вып. №5. – С. 29-32.
9. Юрьев Б. Н. Экспериментальная аэродинамика: Учебник для авиационных вузов: В 2 ч. Ч.1: Теоретические основы экспериментальной аэродинамики / Б. Н. Юрьев. – М.-Л.: Оборонгиз, 1939. – 300 с.
10. Разумов И. М. Псевдооживление и пневмотранспорт сыпучих материалов / И. М. Разумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1972. – 240 с.
11. Алієв Е.Б. Динаміка деформації розтягування руна грубої овечої вовни / Е.Б. Алієв // Вісник Степу. Науковий збірник. «Стан та перспективи розвитку агропромислового виробництва України». – Вип. 12. – Кіровоград, КОД, 2015. – С. 169-171. – ISBN 978-617-653-010-7.
12. Алієв Е.Б. Дослідження динаміки деформації руна грубої овечої вовни при розтягуванні / Е.Б. Алієв, В.В. Лиходід, В.М. Забудченко, В.В. Полусов // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Кіровоградський національний технічний університет – Кіровоград, 2015. – Вип. 28. – С. 123-126. – ISSN 2409-9392.
13. Алієв Е.Б. Дослідження динаміки деформації зволоженої грубої овечої вовни при ущільненні / Е.Б. Алієв, В.В. Лиходід, В.М. Забудченко, В.В. Івлєв // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Кіровоградський національний технічний університет – Кіровоград, 2015. – Вип. 28. – С. 132-138. – ISSN 2409-9392.

Igor Shevchenko, Prof., DSc. Vasiliy Polyusov, Sen. Junior, Elchin Aliev, PhD tech. sci.

Institute of Oilseed Crops NAAS, Zaporozhye, Ukraine

Physico-mathematical model of the technological process of dry cleaning contaminated wool

The aim of the research is to increase the effectiveness of the waving of the wool by justifying the parameters of the trephine machine.

The solution of the problem of determining the parameters of a trephine machine is given, proceeding from the conditions for ensuring high disintegration capacity and productivity, as well as excluding damage to the wool and winding it onto the working parts. As a result of the research, a mathematical model of the process of interaction of the working organs of a small trehled machine with an array of contaminated wool has been developed. It coordinates the influence of the physicommechanical properties of the wool (thickness and width of the wool layer, tensile strength, wool density, friction coefficients on the materials of the working organs,) and design and technological parameters of the machine (outer diameters of pin drums, diameter of feed rolls and their angular velocities, diameter of rods to losnikovyh lattice, the radial clearance between the drum and the stake sieve grate rod) on the efficiency of the workflow scutching wool.

Proceeding from the conditions for optimizing the process of wool fluttering, a number of constructive and technological parameters of a small trephine machine are analytically justified: the compression force of nutritional rolls; coordinates of the axes of feeding rolls in the coordinate system; angular speeds of the opening and grooving drums; the number of rows of stakes on the burrowing-trepal drum; gap between the staves of the first opening and burling drum and nutrient rolls; the angles of the grates of the grating-trepal drums; performance of a small trellis machine.

wool, trepal machine, theoretical studies, parameters, model, cleaning

Одержано 06.10.17

Зміст

В.М. Сало, С.М. Лещенко, Д.В. Богатирьов

Сільськогосподарські машини вітчизняного виробництва для реалізації систем ґрунтозахисних та енергоощадних технологій 3

В.В. Адамчук, Є.А. Петриченко, В.М. Булгаков, В.П. Кувачов, Є.І. Ігнат'єв

Теоретичне обґрунтування стійкого руху нового удобрювально-посівного агрегату..... 11

Е.Б. Алієв

Фізико-математичний апарат пружно-демпферної взаємодії насінин під дією вібруючого решета 31

В.В. Аулін, М.И. Черновол, А.А. Панков

Критерий эффективности применения зерновых сеялок с механическими высевающими аппаратами 40

Б.О. Антипчук

Ультразвуковий експериментальний пристрій – основний елемент автоматизованої системи керування положенням ґрунторозпушува 47

В.В. Аулін, С.В. Лисенко, Д.О. Великодний, А.Б. Гупка

Масштабно-рівневий підхід до аналізу процесів в матеріалах трибоспрямих деталей мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки 52

А.В. Бабій, М.І. Цепенюк

Підвищення ефективності різання при роботі сегментно-пальцевого різального апарату..... 59

О.О. Броварець

Математична модель граничної бистротії виконавчих робочих органів технічної системи оперативного моніторингу стану сільськогосподарських угідь 64

О.В. Горик, О.М. Брикун, Р.Є. Черняк

цінка інтенсивності абразивного руйнування металевих поверхонь дією дробоструминного факелу 72

А.А. Дудніков, І.А. Дудніков, В.В. Дудник, О.В. Горбенко, Т.Г. Лапенко

Підвищення довговічності ґрунтообробних робочих органів 78

В.Р. Паньків

Теоретична модель функціонування гвинтового транспортера 84

Г.М.Калетнік, В.П.Янович

Обґрунтування режимних параметрів вібраційної машини для змішування сипких мас..... 91

<i>В.Я. Николайчук, Е.К. Соловых, Т.В. Ворона, С.Е. Катеринич</i> Повышение сопротивляемости абразивному изнашиванию рабочих органов сельскохозяйственных машин	99
<i>Б.І. Котов, С. П. Степаненко, Р.А. Калініченко</i> Концептуальні основи створення технічних засобів первинної обробки зерна в умовах господарств АПК	104
<i>Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, Е.В. Магонец, Р.А. Осин</i> Особенности работы и конструкции шестеренного насоса	115
<i>В.Л. Куликівський, В.К. Палійчук, В.М. Боровський</i> Травмування зернового матеріалу гвинтовими робочими органами шнекових живильників	124
<i>Б.І. Котов, В.О. Грищенко</i> Математична модель охолодження вологого зерна у вентильованих бункерах з радіальним розподіленням повітря	132
<i>А. С. Лімонт, С. С. Добранський</i> Елементи ремонтпридатності і технологічної надійності льонозбиральних комбайнів	139
<i>Б.А. Ляшенко, С.І. Маркович, С.С. Михайлюта</i> Розробка технологічного процесу вакуумного азотування поршнів двигунів в пульсуючому пучку плазми	158
<i>В.П. Ольшанський, С.О. Харченко</i> До розрахунку зернопотоку суміші змінної пористості по плоскому віброрешету	166
<i>В.Я. Ошовський, С.М. Анастасенко, М.В. Святецький, І.А. Капура</i> Енергозберігаючі зразкові цикли для охолоджуючих термотрансформаторів	171
<i>І.І. Павленко, В.М. Кропівний, М.О. Годунко, М.О. Сторожук</i> Продуктивність двоверстатних роботизованих комплексів	179
<i>С.І. Павленко</i> Результати експериментальних досліджень біотермічних процесів компостування підстилкового посліду на основі лушпиння соняшнику в натурних буртах	186
<i>Dmytro Petrenko, Tamara Shepilova, Vasyl Horobey</i> The study of separation of seed material in the pneumatic separator-sorter of the column type	196
<i>В.И. Рублёв, И.В. Кулик</i> Обоснование территории инженерной инфраструктуры сельскохозяйственного производства для поставки техники её потребителям	204

В.И. Сербин, Ю.В. Мельник, Р.Ф. Лысый

Экспериментальные исследования транспортирования семян
к заделывающим органам 211

О.І. Сідашенко, А.С. Лузан

Дослідження зносостійкості відновлювальних покриттів системи
Ni-Cr-B-Si, модифікованих механоактивованими СВС-матеріалами 221

Т.С. Скобло, А.И. Сидашенко, И.Н. Рыбалко, А.В. Марков

Применение модифицирующих присадок для восстановления деталей машин 229

С.О. Харченко, В.П. Ольшанський, Ф.М. Харченко, В.В. Бредихін

Визначення динаміки зернової суміші гречки при її просіюванні через
отвори плоских віброрешет 240

Hamza Abobakr O., Naser M. Elkhmri, Budar Mohamed R.F., Igor Shepelenko

Optimization Value of Springback for Aircraft Panel after Stretching Process 249

С.О. Харченко, Ю.П. Бориц, М.М. Абдуєв

Ефективність розшарування зернових сумішей при їх очищенні
в пневмосепарувальних каналах зернових сепараторів 253

В.М. Швайко, В.О. Гурідова

Побудова профілю леза ножа, що відповідає заданим кутам защемлення,
при обробці сільськогосподарських матеріалів 260

І.А. Шевченко, В.В. Полюсов, Е.Б. Алієв

Фізико-математична модель технологічного процесу сухого очищення
забрудненої вовни 265

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 47
Частина I

Відповідальний за випуск Д.І. Петренко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 15.12.2017 Підписано до друку 18.12.2017. Формат 60х84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк. 34,5
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №0211.