

ISSN 2414-3820

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
КІРОВОГРАДСЬКИЙ 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 45
Частина II

КІРОВОГРАД • 2015

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 45, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – 212 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 Кіровоградського національного технічного університету, протокол від 30 листопада 2015 року № 3.

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. Кіровоград, пр. Університетський, 8, Кіровоградський 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).

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

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 45
Частина II

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 25.11.2015 Підписано до друку 30.11.2015. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.26,5
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №0072.

Зміст

<i>А.І. Бойко, З.А. Морозовська</i> Експериментальні дослідження динаміки зміни форми отворів сепаруючого решета зернодробарок	3
<i>В.В. Аулін, А.А. Панков</i> Технико-экономическое обоснование и анализ перспектив точного посева зерновых культур пневмоструйными аппаратами	7
<i>М.О. Свірень, В.В. Амосов, Р.В. Кісільов, С.Б. Орищенко, С.М. Козловський</i> Дослідження модернізованої секції сівалки для прямої сівки зернових культур з одночасним внесенням рідких добрив	14
<i>А.С. Гринченко, А.И. Алферов, А.П. Юрьева</i> Анализ и прогнозирование механической надежности сельскохозяйственных культиваторов	20
<i>А.А. Дудніков, А.О. Келемеш, А.Г. Пасюта</i> Вплив ґрунту на леза робочих органів ґрунтообробних машин	25
<i>В.В. Аулін, В.М. Каліч, А.В. Гриньків, Д.В. Голуб</i> Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом	28
<i>А.І. Бойко, П.С. Попик, О.О. Банний</i> Вплив розрідження на ймовірність появи пропусків та двійників при дозуванні насіння пневмомеханічним висівним апаратом	36
<i>А. С. Кобець, М. М. Науменко, Н. О. Пономаренко</i> Обґрунтування конструктивних параметрів робочого органа розкидача мінеральних добрив	42
<i>Д.Ю. Артеменко, В.А. Настоящий, Г.Б. Філімоніхін</i> Розробка та експериментальне дослідження приладу для вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка просапної сівалки	47
<i>А.В. Войтік, В.В. Кравченко, І.О. Лісовий, І.І. Павленко</i> Визначення відстані відкидання ґрунту щітковим робочим органом при розкритті кореневої системи маточних рослин	52
<i>В.В. Гончаров</i> Мінімізація тривалості перебігу перехідних процесів роторної машини на пружно-в'язких опорах з одним автобалансиром	57
<i>О.Ф. Говоров</i> Дисковий універсальний подрібнювач-розподільувач стебел рослин з регульованою шириною смуги розподілення подрібнених частинок	65

<i>К.М. Думенко, О.В. Бондаренко, Г.Б. Філімоніхін, Ю.В. Кулешиков</i> Математичне обґрунтування технологічного процесу роботи качановідокремлювального апарату багатофакторної дії	71
<i>Е.В. Золотовская, А.С. Миронов</i> Моделирование параметров высевающего аппарата овощной сеялки	78
<i>В.Л. Куликівський, В.К. Палійчук, В.М. Боровський</i> Експериментальні дослідження процесу транспортування зернового матеріалу шнеком	86
<i>В.М. Масалабов</i> Оцінка трудоемкости агрегатування посівного МТА	93
<i>П.В. Паламарчук, М.П. Гавриленко, М.Я. Сташків, І.М. Бортник</i> Стенові випробування штанг широкозахватного обприскувача	98
<i>А.М. Поляков</i> Удосконалення начіпного агрегату для обробітку ґрунту на похилих полях	103
<i>С. В. Пустовіт</i> Обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки	106
<i>О. П. Цьонь, А. Д. Довбуш, Н. А. Рубінець</i> Дослідження напружено-деформованого стану активного робочого органу дообрізувача залишків гички	115
<i>Е.Б. Алієв, В.М. Яропуд</i> Порівняльний аналіз результатів теоретичних й експериментальних досліджень процесу функціонування теплоутилізатора для тваринницьких приміщень	120
<i>В.І. Банга, Ю.В. Банга</i> Аналіз існуючих теорій процесу роздавання і дозування сипучих кормів	124
<i>Н.В. Брагинец, А.А. Вертий</i> Экспериментальные исследования процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов измельчителем с комбинированными ножами	129
<i>О.О. Броварець</i> Інтегруючі аналого-цифрові перетворювачі технічних системи локального моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища	134
<i>А.С. Кобець, О.М. Кобець, О.Ф. Кузьменко</i> Механізація захисту рослин у системі природного землеробства	141
<i>В. І. Котков, Л. В. Пустовіт</i> Вплив розміру зернівок на їх міцність і якість насіння.....	147

<i>О.В. Нанка</i> Напрямки підвищення ефективності процесу подрібнення зернових кормів	152
<i>А.М. Тригуба, П.М. Луб, А.О. Шарибура</i> Результати дослідження агрометеорологічних причин ризику у проектах технологічних систем вирощування сільськогосподарських культур	157
<i>П.В. Шолудько, І.Л. Тригуба</i> Ситуаційне планування механізованих технологічних операцій у рослинництві.....	162
<i>Mikhailo Chernovol, Yuri Kuleshkov, Timofey Rudenko, Mikhailo Krasota</i> The main directions of improving technical level of gear pumps of agricultural machines.....	168
<i>О.В. Бевз, С.О. Магопець, О.О. Матвієнко</i> Вплив на навколишнє середовище автобусів БА3-22154 під час експлуатації на різних видах палива	174
<i>В.М. Боков</i> Електродугове фрезерування	180
<i>О.С. Гринченко, О.І. Алфьоров</i> Стохастичне моделювання триботехнічних деградовних процесів та прогнозування показників надійності	189
<i>П.В. Попович, Т.А. Довбуш, В.П. Олексюк, В. І. Миць</i> Аналіз впливу корозійно - експлуатаційних факторів на залишковий ресурс елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин	194
<i>В.В. Смирнов, Н.В. Смирнова</i> Оптимальное по быстродействию управление объектом при малых значениях ошибки отклонения	199
<i>О.В. Толстенко, А.С. Бедін</i> Особливості механічної обробки пористих матеріалів	204

УДК 631.363.2.02

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук, З.А. Морозовська, асп.

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна, zoya140790@mail.ru

Експериментальні дослідження динаміки зміни форми отворів сепаруючого решета зернодробарок

Мета досліджень полягає у встановленні закономірності динаміки зміни форми профілів отворів сепаруючого решета зернодробарок.

У статті проаналізовано особливості зношування робочих поверхонь решіт під час проходження процесу сепарації подрібненої зернової маси. Проведено дослідження нерівномірності зношування профілів отворів в залежності від напрацювання. По результатам отриманих досліджень побудовані відповідні залежності.

зернодробарка, форма природного зносу, решето, нерівномірність зношування, довговічність решіт

А.И. Бойко, проф., д-р техн. наук, З.А. Морозовская, асп.

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

Экспериментальные исследования динамики изменения формы отверстий решета зернодробилок

Цель исследований заключается в закономерности динамики изменения формы профилей, отверстий сепарирующего решета зернодробилок.

В статье проанализированы особенности изнашивания рабочих поверхностей решет во время прохождения процесса сепарации зерновой массы. Проведено исследование неравномерности изнашивания профилей отверстий в зависимости от наработки. По результатам приведенных исследований построены соответствующие графические зависимости.

зернодробилка, форма естественного износа, решето, неравномерность износа, долговечность решет

Постановка проблеми. Решета відіграють важливу роль в роботі зернодробарок. Вони є робочими органами, які розділяють подрібнений матеріал на фракції, який в подальшому використовується для приготування комбікормів.

Проблема забезпечення необхідної надійності решіт пов'язана, насамперед, з конструктивною їх особливістю, а також умовами експлуатації і матеріалами, які використовуються для їх виготовлення.

В ході експлуатації решітних зернодробарок, отвори решіт стираються і відповідно їх форма і розміри змінюються. В наслідок цього решета перестають виконувати своє функціональне призначення: тобто, потрібно зупиняти виробничий процес і робити заміну решіт, витрачаючи на це додатковий час та матеріальні ресурси.

Досвід експлуатації сепаруючих робочих органів вказує на низьку їх довговічність. Це приводить до необхідності проведення подальших досліджень, пов'язаних із забезпеченням працездатного стану протягом їх найбільшого терміну експлуатації.

Аналіз останніх досліджень. В напрямку удосконалення конструктивних рішень сепаруючих робочих органів проведено багато досліджень, однак більшість із них направлені на підвищення продуктивності і якості виконання процесу сепарації [1-4].

Фізична природа зношування сепаруючих решіт практично не вивчалася внаслідок складності будови їх робочих поверхонь. Основною гіпотезою причин зношування поверхонь є вплив потоку зернової суміші, що включає абразивні частинки.

Наявність твердих компонентів визивають деформації і подряпини на поверхні контакту, поступово її руйнуючи. Тому зношування робочих поверхонь решіт розглядається як природній процес втрати форми при контактній взаємодії робочого органу із матеріалом, що подрібнюється.

Постановка завдання. *Мета досліджень* полягає у встановленні закономірності динаміки зміни форми профілів отворів сепаруючого решета зернодробарок.

Об'єкт дослідження – процес зношування і зміна параметрів решіт зернодробарок.

Предмет дослідження – закономірності втрати працездатності сепаруючих поверхонь решіт.

Відповідно до поставленої мети визначена наступна програма експериментальних досліджень:

1) дослідити динаміку зношування і зміну геометричних параметрів отворів сепаруючих решіт;

2) дослідити нерівномірність зношування профілів отворів сепаруючих решіт в залежності від напруцювання (кількості подрібненого матеріалу).

Виклад основного матеріалу. В процесі подрібнення зерновий матеріал рухається у внутрішньому круговому потоці по периметру камери. При усталеному режимі роботи дробарки інтенсивність проходження частинок крізь решето постійна і відповідає певній їх кількості, що проходить із камери на видалення.

Встановлено, що якість подрібнення залежить від розмірів отворів і зміна цих отворів в процесі експлуатації при зношуванні служить протиранню решіт. В той же час якість подрібнення зернової суміші є важливим фактором, від якого залежать споживані властивості кормів і, в кінцевому результаті приріст ваги у тварин.

В процесі зношування при експлуатації дробарок, отвори сепаруючих решіт втрачають свої первинні геометричні параметри. При цьому профіль периферійної частини поверненої в середину камери приймає в січені форму кривої, яка поступово розвиваючись, може привести до повного протирання отворів. В аксонометричному зображенні форма отворів, що зношується, наближається до просторового тороїдального зображення. Профіль периферійної частини приймає форму кривої, що призводить до збільшення розмірів отворів решіт.

З метою дослідження динаміки зміни форми отворів серійного сепаруючого решета при зношуванні, розроблено метод зняття відбитків робочої поверхні з наступним фотографуванням отриманих профілів при їх збільшенні. Аналіз сімейства профілів, отриманих при різних наробітках дробарки, дає можливість для кількісної оцінки поступових змін форми та розмірів отворів.

Дослідженням виявлено нерівномірність розподілу зношування отворів як по ширині робочої камери, так і окремо безпосередньо самих отворів.

Зношування робочої поверхні решета можна розглядати як природній процес втрати початкової форми при взаємодії її із зерновою масою при протіканні робочого процесу сепарації зерна. Встановлено, що початкова (прямокутна) форма, яку можна розглядати у перерізі, нового решета при зношуванні поступово заокруглюється і набуває криволінійної тороїдальної.

Аналіз зміни форми отворів показав на нерівномірність лінійного зношування. Найбільший знос спостерігається на вершині кута і призводить до його прискореного стирання та утворення криволінійної форми робочої поверхні. Саме в цьому місці спостерігається найбільш інтенсивний процес зношування і швидка втрата початкової форми отворів.

Стирання граней отворів решета характеризуються зміною їх геометрії, в основному втратою розмірів передньої та задньої граней. Характер скруглення граней

вказує на формування робочих профілів отворів і може оцінюватися: зносом по товщині, зносом по ширині граней отвору і площею зношення дільниць.

Зміна вказаних параметрів при виконанні процесу сепарації наводяться до протилежних сторін отворів одночасно, що підкреслює особливості зношування отворів. Лінійний знос представляє собою досить ефективну характеристику розподілу кривих зношування та інтенсивності зміни площі перерізу за певні проміжки наробітку ΔQ .

Зняття відбитків з досліджуваних ділянок отворів через рівні проміжки напрацювання ($\Delta Q = 200$ т) дали можливість побудувати сімейство профільних кривих. Визначена також зміна величини зносу отворів по глибині камери. Для цього було знято по 12 реплік з кожної частини сепаруючого решета.

Загальний вигляд профілів, що відображують послідовність зміни форми отворів серійного сепаруючого решета представлено на рис. 1.

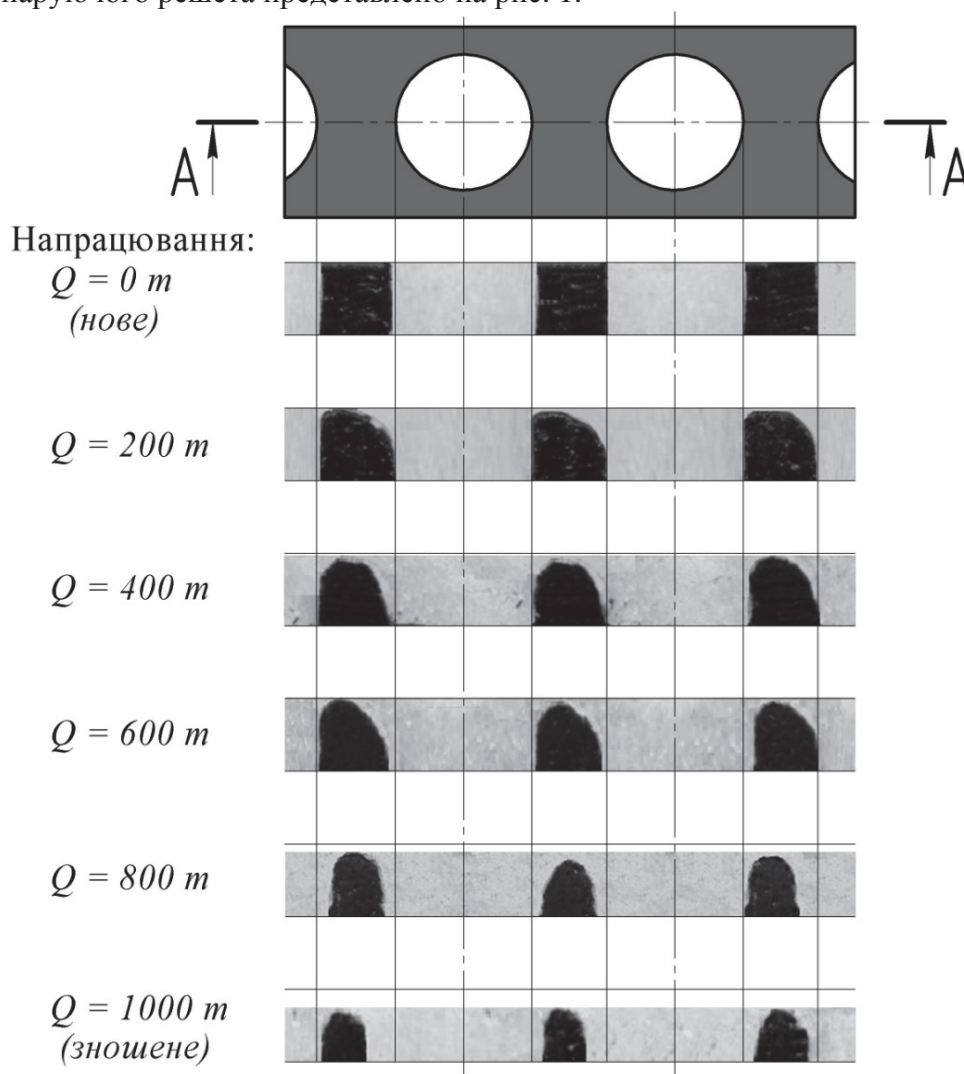


Рисунок 1 – Динаміка зміни форми отворів серійного сепаруючого решета при зношуванні

Аналіз отриманих профілів дає можливість кількісної оцінки зміни форми отворів решета. Із зображень видно, що найбільша інтенсивність зношування спостерігається на кутовій ділянці. Відповідно, руйнування металу на вершині прямокутних спряжень проходить швидше. Крім того, кутова дільниця отворів менш захищена від пошкодження і є більш вразливою для дії зовнішніх факторів руйнування. В необхідності розвантаження кутова початкова форма відносно швидко міняється на округлу, тим самим розширює периметр взаємодії отвору із зерновою масою.

Динаміка поступової зміни форми отвору при зношуванні схематично представлена на рис. 2. Встановлено, що інтенсивність зношування сторони А дещо більшу ніж сторони Б. Причиною цього є кут атаки поверхні зношування частинками зерна, який в свою чергу визначається напрямом руху матеріалу в камері. Для сторони А кут атаки більший ніж для сторони Б. Це означає, що при ударі частинка зерна передає поверхні зношування більший імпульс, що і визиває інтенсифікацію процесу зношування.

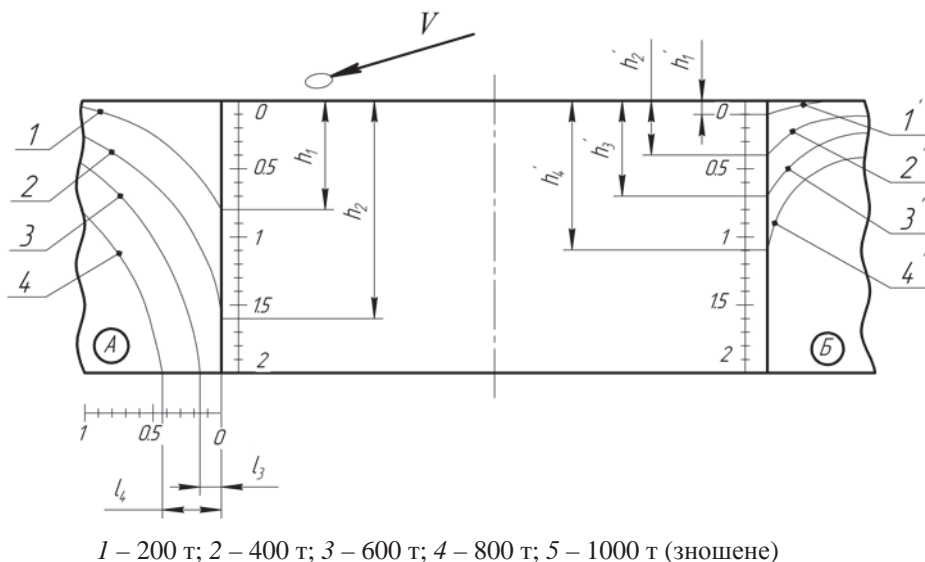


Рисунок 2 – Узагальнена схема формування профілів зношування серійного сепаруючого решета після наробітку

Аналіз отриманих профільних кривих показує, що тільки в початковий період експлуатації решіт форма отворів принципово змінюється з прямокутної до тороїдальної. В подальшому тороїдальна форма робочих поверхонь отворів зберігається міняючи тільки свої параметри по мірі зношування. Округлий профіль все більше захвачує ділянки верхньої поверхні решета і бокових циліндричних поверхонь. Встановлено, що за рівні проміжки наробітку $\Delta Q = 200$ т, відстані по нормалі між сусідніми профілями скорочується, вказуючи на затухаючий характер формування профілю отворів. Тобто профілі отворів поступово прямують до форм природного зношування, як таких, що найменше змінюють свою геометрію. В той же час, заміри втрачених площ зношення профілів отворів вказують на відносну стабільність їх величини і малу залежність від періоду напрацювань решета. Як на початку експлуатації, так і в його кінці, площі зношування мало відрізняються. Суттєва різниця спостерігається по величині лінійного зношення і довжині дуги, що визначає профіль отвору.

Граничною величиною зношування отворів решіт слід вважати досягнення профілем отвору нижнього його діаметру. Подальше зношення приведе до збільшення загального розміру отвору, а значить і до просіювання частинок зерна, що не відповідають зоотехнічним умовам приготування кормів.

Нерівномірність зношування сторін А і Б отворів ставить завдання своєчасного повертання решета на 180° з метою відпрацювання повного можливого ресурсу. В цьому випадку сторони отворів повинні досягти граничного зношення по діаметральному розміру одночасно.

Висновки. Встановлено, що найбільш інтенсивно процес зношування протікає на кутовій периферійній частині отворів сепаруючого решета з поступовим зменшенням по мірі переміщення вглиб отвору. В цілому рівномірно зношена робоча поверхня отворів решета при збільшенні наробітку представляє собою складний профіль.

Враховуючи особливості конструкції решіт як перфорированих деталей та динаміку їх зношування, перспективним слід вважати насамперед застосування конструктивних методів підвищення їх довговічності в напрямку придання отворам форми природного зношування.

Список літератури

1. Пат. RU 2273520 РФ, МГЖ В02С 13/02. Дробилка / Н.Ф. Баранов, О.В. Пивоваров. № 2004129406/03; заявлено 05.10.2004; опубл. 10.04.2006, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Пат. RU 2520653. Молотковая дробилка / А.В. Черепков, И.В. Коношин. №2012149728/13, заяв. 21.11.2012; опубл. 27.06.2014, Бюл. № 18. – 4 с.
3. Пат. RU 2287371. Молотковая дробилка / А.В. Звекон, И.В. Коношин. №2005109616/03, заяв. 04.04.2005; опубл. 20.11.2006. – 5 с.
4. Сыроватка В.И. Основные закономерности процесса измельчения зерна в молотковой дробилке [Текст] / В.И. Сыроватка // Электрификация сельского хозяйства. - Труды ВИЭСХ, 1964. - № 4. - С. 89-157.

Anatoliy Boyko, Prof., DSc., Zoia Morozovskaya, post-graduate
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

Experimental researches the change of dynamics form sieve of crusher

The purpose of research is to set the laws of dynamics changes shape profiles separating sieve openings grain grinder.

Research conducted of unevenness wear of holes the sieve in process of growing shallow.

The conducted research of unevenness wear the holes the sieve in process of growing shallow. By virtue of the got results are built dependencies.

Found that the most intensive process of wear occurs on the angular peripheral part of the separating sieve apertures with a gradual decrease as you move deeper into the hole. Overall evenly worn working surface holes sieve with increasing operating time is a complicated profile.

crushed, of form natural wear, sieve, evenness, reliability

Одержано 29.10.15

УДК 631.331.85.001.2

В.В. Аулин, проф., д-р техн. наук, А.А. Панков, доц., канд. техн. наук, соискатель
Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина,
app.post@rambler.ru

Технико-экономическое обоснование и анализ перспектив точного посева зерновых культур пневмоструйными аппаратами

В статье рассмотрены перспективы развития и применения технических средств для точного посева семян рядовых зерновых культур, в частности на основе элементов пневмоструйной техники. Проведены экспериментальные исследования траектории полёта семян на выходе из пневмоструйного аппарата с высевальным барабаном.

точный посев, зерновые культуры, пневмоструйный аппарат

Враховуючи особливості конструкції решіт як перфорированих деталей та динаміку їх зношування, перспективним слід вважати насамперед застосування конструктивних методів підвищення їх довговічності в напрямку придання отворам форми природного зношування.

Список літератури

1. Пат. RU 2273520 РФ, МГЖ В02С 13/02. Дробилка / Н.Ф. Баранов, О.В. Пивоваров. № 2004129406/03; заявлено 05.10.2004; опубл. 10.04.2006, Бюл. № 10. – 4 с.
2. Пат. RU 2520653. Молотковая дробилка / А.В. Черепков, И.В. Коношин. №2012149728/13, заяв. 21.11.2012; опубл. 27.06.2014, Бюл. № 18. – 4 с.
3. Пат. RU 2287371. Молотковая дробилка / А.В. Звекон, И.В. Коношин. №2005109616/03, заяв. 04.04.2005; опубл. 20.11.2006. – 5 с.
4. Сыроватка В.И. Основные закономерности процесса измельчения зерна в молотковой дробилке [Текст] / В.И. Сыроватка // Электрификация сельского хозяйства. - Труды ВИЭСХ, 1964. - № 4. - С. 89-157.

Anatoliy Boyko, Prof., DSc., Zoia Morozovskaya, post-graduate
National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

Experimental researches the change of dynamics form sieve of crusher

The purpose of research is to set the laws of dynamics changes shape profiles separating sieve openings grain grinder.

Research conducted of unevenness wear of holes the sieve in process of growing shallow.

The conducted research of unevenness wear the holes the sieve in process of growing shallow. By virtue of the got results are built dependencies.

Found that the most intensive process of wear occurs on the angular peripheral part of the separating sieve apertures with a gradual decrease as you move deeper into the hole. Overall evenly worn working surface holes sieve with increasing operating time is a complicated profile.

crushed, of form natural wear, sieve, evenness, reliability

Одержано 29.10.15

УДК 631.331.85.001.2

В.В. Аулин, проф., д-р техн. наук, А.А. Панков, доц., канд. техн. наук, соискатель
Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина,
app.post@rambler.ru

Технико-экономическое обоснование и анализ перспектив точного посева зерновых культур пневмоструйными аппаратами

В статье рассмотрены перспективы развития и применения технических средств для точного посева семян рядовых зерновых культур, в частности на основе элементов пневмоструйной техники. Проведены экспериментальные исследования траектории полёта семян на выходе из пневмоструйного аппарата с высевальным барабаном.

точный посев, зерновые культуры, пневмоструйный аппарат

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, А.О. Панков, доц., канд. техн. наук, здобувач

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Техніко-економічне обґрунтування та аналіз перспектив точної сівби зернових культур пневмоструминними апаратами

У статті розглянуто перспективи розвитку та застосування технічних засобів для точного висіву насіння рядових зернових культур, зокрема на основі елементів пневмоструминної техніки. Проведено експериментальні дослідження траєкторії польоту насіння на виході з пневмоструминного апарату з висівним барабаном.

точна сівба, зернові культури, пневмоструминний апарат

Постановка проблеми. Аналіз розвитку отраслей агропромислового комплексу (АПК) свідечує про те, що подальша інтенсифікація сільськогосподарського виробництва (СХП), зміцнення і вдосконалення матеріально-технічної бази АПК неможливі без рішення принципово нових технічних завдань, що дозволяють зробити якісний перехід для підвищення ефективності даного виробництва [1].

В розвитку інтенсивного землеробства виникли принципові труднощі. К ним в першу чергу відноситься прискорений ріст витрат антропогенної енергії на одиницю продукції. Підвищення урожайності зернових культур в 2,5-3 рази супроводжується зростанням удільних витрат антропогенної енергії в 10-15 разів і більше. Якщо і далі підвищувати продуктивність традиційними методами, то землеробство перетвориться в дуже енергоємну галузь [2].

Ефективність СХП в значительній ступені залежить від правильного використання біологічного потенціалу рослин.

Відомо, що однією з основних польових операцій, яка визначає майбутній урожай, є посів. Продуктивність і якість урожаю визначаються формуванням агрофітоценозу на ранніх етапах розвитку рослин. Тому якість проведення посіву є основним фактором, що визначає рівень технологій виробництва продукції рослинництва. Саме від якості посіву залежить як динаміка всхожості рослин, так і активність їх зростання [3, 4].

Крім того, аналіз витрат праці і грошових засобів на вирощування і збирання зернових культур показав, що 6-8% з них припадає на роботи, пов'язані з посівом. Тому важливо не тільки знизити витрати, але і посіяти зернові культури своєчасно і якісно [5].

Аналіз досліджень і публікацій. Проблематика даного напрямку розглянута в роботах Сысолина П.В., Гайдуцького П.И., Лобаса М.Г., Лихочвора В.В., Будагова А.А., Любушко Н.И., Щеглова А.В. і інших учених.

Відомітчеський посівний техніку потребує вдосконалення і принципово нових рішень. Так, в Україні висівається в середньому в три рази більше насіння на гектарі в порівнянні з країнами з більш високою культурою землеробства. Підвищені норми висіву є платою за низьку якість насіння, незадовільну підготовку ґрунту, технічну недосконалість машин. Тільки по цих причинах щорічно додатково витрачається майже 1,5 млн. тонн насіння [6].

Практика показує, що урожайність в 5-6 разів нижче потенційної. Якщо вважати, що господарства використовують майже всі можливості природних факторів, то підвищити урожайність можна тільки шляхом підвищення культури землеробства [7].

Інтенсивні технології вирощування зернових культур забезпечують суттєвий приріст урожайності, але при цьому збільшуються матеріальні, трудові і грошові витрати. Впровадження в виробництво ресурсозберігаючих технологій і технічних засобів дає можливість знизити собівартість продукції

и работ. Одним из способов снижения затрат при выращивании зерновых культур является высококачественное осуществление комплекса посевных работ. Основным требованием к процессу высева является равномерность размещения семян по площади и по глубине заделки, то есть точность высева.

Необходимость равномерного размещения посевного материала в пространстве требует создания посевных машин с точным высевам семян. Решением проблемы создания посевной машины для точного или однозернового высева зерновых культур уже сравнительно давно занимаются ученые и конструкторы стран Западной Европы. Работают над решением этой сложной задачи также исследователи и в Украине [8].

Рассмотрим агротехническое обоснование точного или однозернового посева зерновых культур, то есть однозернового равномерного размещения семян в рядах на заданной одинаковой глубине.

Точный посев зерновых культур, как способ повышения урожайности, еще не получил достаточного признания. Анализ литературных источников показывает нехватку биологического и агротехнического обоснования целесообразности точного посева зерновых, а в некоторых публикациях отрицаются его преимущества и необходимость создания соответствующих посевных машин. Правда, основная масса таких выводов основывается на теоретических расчетах, которые содержат ряд ошибочных методических предпосылок [8].

Практика показывает, что для зерновых колосовых культур можно не добиваться слишком большой равномерности высева семян между аппаратами посевной машины, так как биологические особенности этих семян таковы, что они после всходов кустанятся, причем редкие посеы – в большей степени, густые – в меньшей. Поэтому на относительно неравномерных посевах после кушения густота стояния растений нивелируется [9].

Число высеваемых семян не является моментом, окончательно определяющим густоту растений в поле, потому что больший или меньший стеблестой посевов уравнивается в той или иной степени кушением стеблей. Редко размещенные стебли кустанятся сильнее и этим пополняют общее их число. Известно также, что при слишком загущенных посевах зерновых культур имеет место их изреживание [9].

Согласно [3,10], ужесточение требований по качеству посева зерновых позволяет снизить норму высева примерно в 1,5 раза и приводит к оптимизации условий роста и развития растений, что, в свою очередь, позволяет снизить потери будущего урожая на 10-15% за счет сохранения до 68% продуктивных стеблей, в то время как при использовании существующих посевных машин с их качеством посева достигается всего 31,4-44,3% продуктивных стеблей.

Основными агротехническими требованиями к посевным машинам для точного посева зерновых, согласно [8], являются:

- семена необходимо заделывать на одинаковую глубину – 2-3см;
- в конструкции посевной машины должны быть предусмотрены анкерные сошники, создающие плотную борозду и обеспечивающие заделку семян на равную глубину;
- ширина междурядий должна быть не более 7см;
- равномерно разместить семена по площади питания, близкой к форме квадрата, по схеме 6×6 или 7×7, что обеспечивает максимальную продуктивность.

Соблюдение этих требований обеспечит развитие выровненных по росту, здоровых, высокопродуктивных растений, даст возможность значительно снизить норму высева и будет содействовать формированию высокого урожая.

Проведенними дослідженнями була установлена можливість зниження норм висева зернових культур, а в країнах Західної Європи уже створені образці зернових сеялок на базі робочих органів пропашних сеялок. Это прицепна сеялка «PCD-80» (фірми Hestair-Stanhey) с механічними висеваючими апаратами і індивідуальними бункерами для насіння (рис.1,а), навісна сеялка «Monoair GS-23» (фірми H.Fähse), с пневматичними висеваючими апаратами і загальним бункером (рис.1,б), сеялка «Helios-65» (Італія) [11,12].

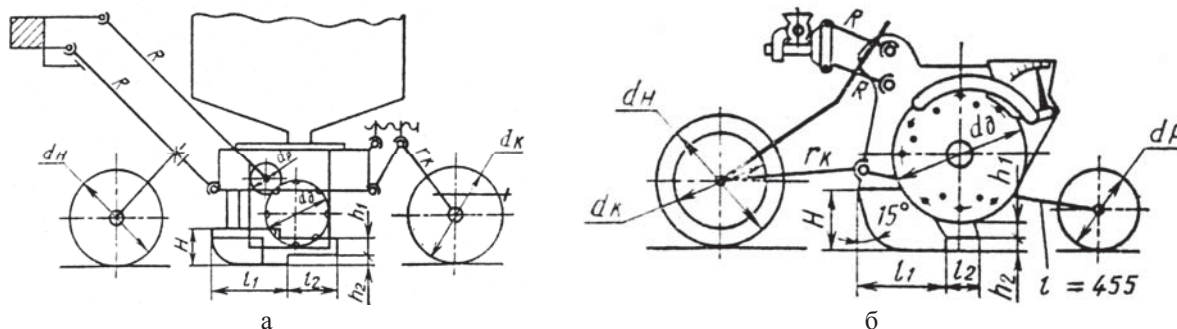


Рисунок 1 – Схеми секцій робочих органів сеялок PCD-80 (а) і Monoair GS-23 (б)

Джерело: складено автором на підставі [11, 12]

Однако в ході польових спроб встановлено, що сеялки точного висева менше універсальні, вимогливі до якості підготовки ґрунту, енергоємні, менше зручні в обслуговуванні і, найважливіше – ненадійні в роботі і малопродуктивні [11].

Постановка цілі і задач досліджень. Представлені дані вказують на необхідність проведення додаткових досліджень в напрямку вдосконалення техніки для точного посіву зернових культур.

Поэтому целью исследований является изыскание новых технических средств для осуществления точного высева семян рядовых зерновых культур, в частности на основе применения пневмоструйных элементов и устройств (ПСУ).

В настоящее время разработаны ПСУ, удовлетворительно работающие при обычном рядовом и пропашном высева, а для перспективных ПСУ, в частности для точного посева семян зерновых культур и их систем управления, уже возникают специальные вопросы, требующие особого исследования. К их числу, например, относится вопрос о предельно возможном увеличении скорости высева семян и об увеличении скорости переработки получаемой при этом информации. Согласно литературным и опытным данным [13], получено предварительное подтверждение того, что обеспечивается нормальная работа системы управления посевной машины, построенной на элементах пневмоструйной техники, при индентификации струйным датчиком пролета 130 семян в секунду, что соответствует скорости движения машины около 12 км/час при укладке семян на расстоянии 25мм одно от другого. Если необходимо увеличение скорости движения, то должны быть повышены как быстродействие используемых пневмоструйных элементов и устройств, так и их надежность, а также должны быть улучшены качественные показатели их работы.

Такая работа должна производиться с учетом всего многообразия влияющих факторов. При этом должны решаться задачи качественно нового теоретико-экспериментального уровня. Рассматривая точный посев семян зерновых культур как многостадийный стохастический процесс, должны быть установлены вероятностные закономерности и соответствующие показатели для каждой стадии и элементарной операции процесса.

Результаты исследований. Из анализа патентно-лицензионных материалов,

согласно [12], следует, что для осуществления точного посева семян зерновых колосовых культур наиболее перспективными являются барабанные пневматические высевальные аппараты. Поэтому в данной статье рассматриваются экспериментальные исследования траектории полёта семян на выходе из пневмоструйного аппарата с высевальным барабаном [14].

При пневматическом выбросе рабочим органом (в нашем случае – присоской) высевального барабана перемещение семян зависит от их коэффициента парусности и начальных параметров полёта: давления воздушного импульса и вектора скорости.

Характер течения потока через присоску, как и в дросселях типа «жиклёр» – турбулентный, а термодинамический процесс принимается адиабатным. Давление в присоске и её конструкция определяют скорость истечения воздуха, согласно [15]:

$$V = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \left(\frac{P_1}{\rho_1} - \frac{P_2}{\rho_2} \right)}, \quad (1)$$

где ζ – коэффициент местного сопротивления;

k – показатель адиабаты, для воздуха $k = 1,4$;

P_1 и P_2 – величина давления в камере присоски и вне её, Па;

ρ_1 и ρ_2 – плотность воздуха на входе в присоску и на её выходе, кг/м³.

С учётом того, что величина рабочего давления в высевальном аппарате имеет значение (до 10кПа), а разность температур воздуха до и после присоски невелика, то для определения скорости истечения применима формула Торричелли, согласно [13]:

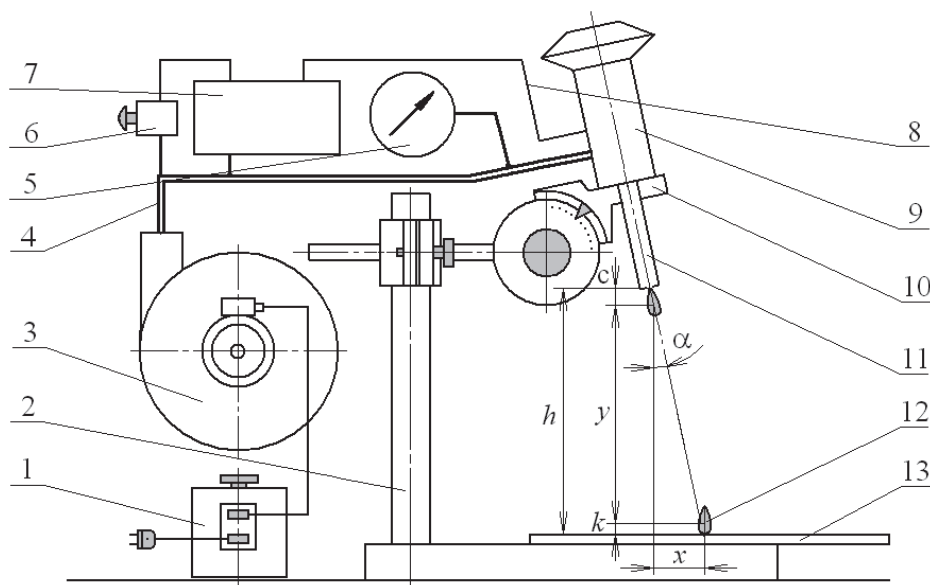
$$V = \phi_{ск} \sqrt{\frac{2P}{\rho}}, \quad (2)$$

где $\phi_{ск}$ – коэффициент скорости, для исследуемой присоски $\phi_{ск} = 0,9$;

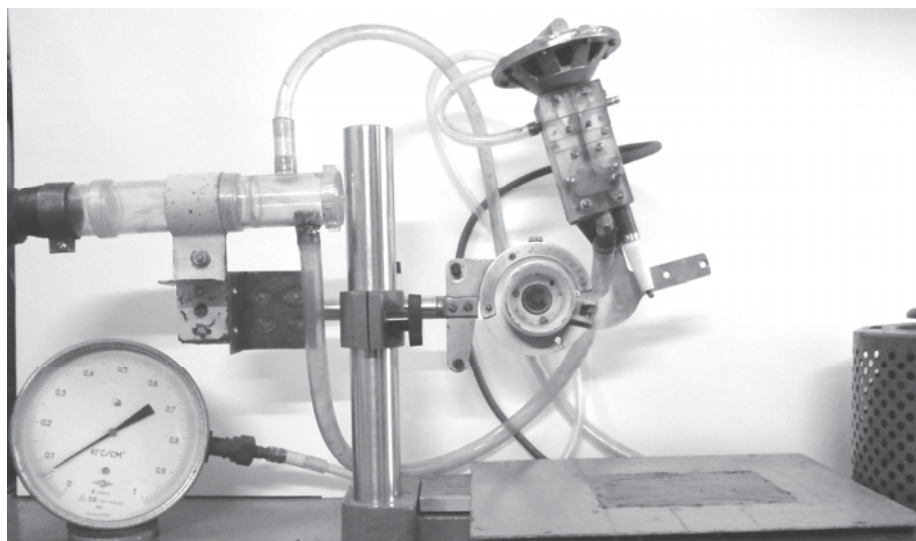
P – избыточное давление в магистрали присосок, Па.

Величина скорости воздушного потока оказывает существенное влияние на дальность полёта посевного материала по разгонному участку.

Изучение операции по подаче посевного материала присоской выполнялось на экспериментальной установке (рис.2), позволяющей изменять параметры: давление питания блока реверса 9, высоту h расположения присоски 11 и угол выброса α .



а



б

1 – автотрансформатор; 2 – штатив; 3 – вентилятор; 4 – воздуховод; 5 – манометр;
6 – переключатель; 7 – блок управления; 8 – сигнальная трубка; 9 – блок реверса;
10 – поворотная платформа; 11 – присоска; 12 – зерновка; 13 – стол

Рисунок 2 – Схема (а) и общий вид (б) экспериментальной установки

Джерело: розроблено автором

Давление в магистрали присоски в момент выброса семян, реверсным устройством 9 нивелируется с давлением питания, которое контролируется манометром 5. Величина давления устанавливалась в диапазоне 3-8кПа с помощью автотрансформатора 1, регулирующего мощность источника давления 3. Высота расположения присоски в пределах 80-160 мм и угол выброса (10-30°) устанавливались перемещением хомута на штативе 2 и поворотом платформы 10, имеющей измерительный лимб со шкалой погрешностью $\pm 1^\circ$.

В процессе работы источника давления в трубопровод 4 подаётся воздушный поток, питающий блоки управления 7 и реверса 9. Блок реверса создаёт необходимое значение разрежения для удержания семян на присоске, которые на присоску устанавливаются вручную. При нажатии на переключатель 6, давление передается на вход одного из струйных элементов блока управления, который в свою очередь, посылает калиброванный импульс на блок реверса и вызывает его срабатывание, приводящее к выбросу семян от присоски. В качестве мишени для приёма семян использовалась поверхность стола 13, на которую был нанесён слой солидола.

Приведенная высота сбрасывания семян определяется из выражения:

$$y = h - (k + l_y \cdot \cos \alpha), \quad (3)$$

где k – среднее расстояние от липкой поверхности до центра тяжести семени, мм;
 l_y – расстояние от присоски до центра тяжести семян. По масштабной модели средней зерновки принимаем $l_y = 3,6$ мм.

Последовательность (методика) выполнения экспериментов следующая:

- устанавливались значения высоты расположения присоски h и угла выброса α ;
- в присоску вставлялся штифт с отверстием ($\varnothing 1,5$ мм), который был расположен (удалён) от присоски на расстоянии 3мм;
- в отверстие штифта продевалась нить ($\varnothing 0,3$ мм) и опускался отвес до

поверхности стола;

- совмещалось углубление на поверхности стола (начало отсчёта дальности полёта семян в горизонтальной плоскости) с конусом отвеса;
- стол фиксировался относительно основания штатива с помощью магнитов;
- штифт удалялся из присоски, включался источник давления и устанавливалось его требуемое значение в системе питания установки;
- зерновка размещалась на присоске, и производился ее выброс;
- штангенциркулем выполнялись измерения горизонтальной дальности полёта;
- производилась серия выбросов семян, с необходимым числом повторений.

Изменяя давление (скорость), высоту и угол выброса в указанных пределах, были получены экспериментальные данные по траектории полёта семян.

Поскольку семена зерновых и пропашных культур, имеют вытянутую продолговатую форму и могут занимать на присоске разное положение, то траектории их полёта предположительно будут лежать внутри конуса рассеивания. Величина угла конуса рассеивания зависит от соотношения между минимальным и максимальным размерами семян, которые вместе с их ориентацией оказывают существенное влияние на аэродинамическую подъёмную силу. Величина угла конуса рассеивания определяется из выражения:

$$\psi = \arctg \frac{y(x_{\max} - x_{\min})}{y^2 + x_{\max}x_{\min}}, \quad (4)$$

где x_{\max} , x_{\min} – соответственно максимальное и минимальное значение измерений горизонтальной дальности полёта семян, мм.

Выводы. На основании исследований сделаны следующие выводы:

- в результате технико-экономического анализа была выявлены преимущества и целесообразность осуществления точного посева семян зерновых культур;
- несмотря на преимущества точного посева зерновых культур, существующих технических средств недостаточно и они обладают рядом недостатков;
- проведенные исследования выброса семян позволяют получить экспериментальные данные по траектории полёта семян при точном посеве зерновых культур пневмоструйными аппаратами;
- для снижения энергоёмкости, повышения надёжности и производительности точного высевы зерновых культур перспективным является применение пневмоструйных высевочных аппаратов и систем.

Список литературы

1. Стариков В. М. Перспективы создания сельскохозяйственной техники [Текст] / В. М. Стариков // Техника в сельском хозяйстве. – 1989. – №3. – С. 51-53.
2. Свентицкий И. И. Биоэнергетические аспекты системных решений в высокоинтенсивном земледелии [Текст] / И. И. Свентицкий // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – №3. – С. 46-50.
3. Бойко А. Проблемы совершенствования и тенденции развития посевной техники [Текст] / А. Бойко, Н. Свирень, П. Сысолин, Н. Петренко // Техніка АПК. – 2000. – №11-12. – С. 8-10.
4. Бондаренко П. А. Агробиологическая оценка посевных машин [Текст] / А. П. Бондаренко // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. – №3. – С. 7-8.
5. Репетов А. Какой агрегат выгоднее? [Текст] / А. Репетов // Сельский механизатор. – 1987. – №2. – С. 10.
6. Гайдуцкий П. І. Відродження МТС (Організація машинно - технологічних станцій в ринкових умовах) / П. І. Гайдуцкий, М. Г. Лобас. – Київ, 1997. – 508 с.
7. Колонка редактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1985. – №4. – С. 2.
8. Лихочвор В. Чи доцільно мати сівалку точного висіву зернових [Текст] / В. Лихочвор // Техніка АПК. – 1996. – №3. – С. 12-14.
9. Будагов А. А. Об агротехнических требованиях к зерновым сеялкам [Текст] / А. А. Будагов //

- Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1985. – №7. – С. 24.
10. Дринча В. Лучше меньше да лучше [Текст] / В. Дринча // Сельский механизатор. – 1998. – №12. – С. 11-12.
 11. Любушко Н.И. Направления развития конструкций зерновых сеялок точного высева [Текст] / Н. И. Любушко, Ф. В. Ковлягин, Р. Н. Зинина // Тракторы и сельхозмашины. – 1982. – №11. – С. 3-4.
 12. Шведик Н. С. Обоснование параметров канала для ввода семян в эжекторное устройство зерновой сеялки точного высева [Текст] / Н. С. Шведик // Вісник аграрної науки. – 1996. – №3. – С. 58-62.
 13. Залманзон Л. А. Специализированные аэрогидродинамические системы автоматического управления [Текст] / Л. А. Залманзон. – М.: Наука, 1978. – 464 с.
 14. Щеглов А. В. Совершенствование пневматических высевающих аппаратов [Текст] / А. В. Щеглов, А. А. Панков // Наук. вісник ЛНАУ. Спеціальний випуск, серія «Технічні науки». – 2011. – №30 – С. 338-341.
 15. Дмитриев В. Н. Основы пневмоавтоматики [Текст] / В. Н. Дмитриев, В. Г. Градецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

Victor Aulin, Prof., DSc., Andrej Pankov, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovograd national technical University, Kirovohrad, Ukraine

Feasibility study and the analysis of the prospects for precision planting of crops fluids devices

The aim of the research is to find new technical means to implement precise seeding of ordinary crops, in particular through the application of pneumotropic elements and devices.

As a result of techno-economic analysis identified benefits and feasibility of implementing precision planting of seeds of grain crops. From the review of patent and licensing records indicate that the implementation of precision planting of cereal seeds are the most promising drum pneumatic sowing machines. Therefore, this article discusses experimental studies of the trajectory of the seed at the exit of fluids machine unit with metering drum.

To reduce energy consumption and improve reliability and performance exact seeding of cereal crops is a promising application pneumotropic sowing machines and systems.

precise sowing, crops, fluids machine

Одержано 21.11.15

УДК 631.334

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук, В.В. Амосов, доц., канд. техн. наук,

Р.В. Кісільов, канд. техн. наук, С.Б. Орищенко, здобувач

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, vol_a@list.ru

С.М. Козловський, інж.

ПП «Астарт Груп», м. Кіровоград, Україна

Дослідження модернізованої секції сівалки для прямої сівби зернових культур з одночасним внесенням рідких добрив

Модернізовано конструкцію та проведено експериментальні дослідження секції для прямої сівби зернових культур з локальним внесенням рідких добрив. Пристосування для внесення рідких добрив дозволяє здійснити цю операцію одночасно з сівбою на глибину, що на 10–20 мм перевищує глибину розташування насіння. Воно працездатне (випадків забивання ґрунтом не спостерігалось) і якісно виконує свої функції.

секція для прямої сівби зернових культур, висів насіння, пристрій для внесення рідких добрив, експериментальні дослідження

© М.О. Свірень, В.В. Амосов, Р.В. Кісільов, С.Б. Орищенко, С.М. Козловський, 2015

- Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1985. – №7. – С. 24.
10. Дринча В. Лучше меньше да лучше [Текст] / В. Дринча // Сельский механизатор. – 1998. – №12. – С. 11-12.
 11. Любушко Н.И. Направления развития конструкций зерновых сеялок точного высева [Текст] / Н. И. Любушко, Ф. В. Ковлягин, Р. Н. Зинина // Тракторы и сельхозмашины. – 1982. – №11. – С. 3-4.
 12. Шведик Н. С. Обоснование параметров канала для ввода семян в эжекторное устройство зерновой сеялки точного высева [Текст] / Н. С. Шведик // Вісник аграрної науки. – 1996. – №3. – С. 58-62.
 13. Залманзон Л. А. Специализированные аэрогидродинамические системы автоматического управления [Текст] / Л. А. Залманзон. – М.: Наука, 1978. – 464 с.
 14. Щеглов А. В. Совершенствование пневматических высевающих аппаратов [Текст] / А. В. Щеглов, А. А. Панков // Наук. вісник ЛНАУ. Спеціальний випуск, серія «Технічні науки». – 2011. – №30 – С. 338-341.
 15. Дмитриев В. Н. Основы пневмоавтоматики [Текст] / В. Н. Дмитриев, В. Г. Градецкий. – М.: Машиностроение, 1973. – 360 с.

Victor Aulin, Prof., DSc., Andrej Pankov, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovograd national technical University, Kirovohrad, Ukraine

Feasibility study and the analysis of the prospects for precision planting of crops fluids devices

The aim of the research is to find new technical means to implement precise seeding of ordinary crops, in particular through the application of pneumotropic elements and devices.

As a result of techno-economic analysis identified benefits and feasibility of implementing precision planting of seeds of grain crops. From the review of patent and licensing records indicate that the implementation of precision planting of cereal seeds are the most promising drum pneumatic sowing machines. Therefore, this article discusses experimental studies of the trajectory of the seed at the exit of fluids machine unit with metering drum.

To reduce energy consumption and improve reliability and performance exact seeding of cereal crops is a promising application pneumotropic sowing machines and systems.

precise sowing, crops, fluids machine

Одержано 21.11.15

УДК 631.334

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук, В.В. Амосов, доц., канд. техн. наук,

Р.В. Кісільов, канд. техн. наук, С.Б. Орищенко, здобувач

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, vol_a@list.ru

С.М. Козловський, інж.

ПП «Астарт Груп», м. Кіровоград, Україна

Дослідження модернізованої секції сівалки для прямої сівби зернових культур з одночасним внесенням рідких добрив

Модернізовано конструкцію та проведено експериментальні дослідження секції для прямої сівби зернових культур з локальним внесенням рідких добрив. Пристосування для внесення рідких добрив дозволяє здійснити цю операцію одночасно з сівбою на глибину, що на 10–20 мм перевищує глибину розташування насіння. Воно працездатне (випадків забивання ґрунтом не спостерігалось) і якісно виконує свої функції.

секція для прямої сівби зернових культур, висів насіння, пристрій для внесення рідких добрив, експериментальні дослідження

© М.О. Свірень, В.В. Амосов, Р.В. Кісільов, С.Б. Орищенко, С.М. Козловський, 2015

Н.А. Свирень, проф., д-р техн. наук, В.В. Амосов, доц., канд. техн. наук, Р.В. Киселев, канд. техн. наук, С.Б. Орищенко, соискатель

Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

С.М. Козловский, инж.

ЧП «Астарта Групп», г. Кировоград, Украина

Модернизована конструкція и проведенны экспериментальные исследования секции для прямого посева зерновых культур с локальным внесением жидких удобрений. Приспособление для внесения жидких удобрений позволяет осуществить эту операцию одновременно с посевом на глубину, которая на 10-20 мм превышает глубину расположения семян. Оно трудоспособное (случаев забивания почвой не наблюдалось) и качественно выполняет свои функции.

секция для прямого посева зерновых культур, висев семян, приспособление для внесения жидких удобрений, Экспериментальные исследования

Постановка проблеми. Сівба в необроблений ґрунт дозволяє суттєво зменшити витрати пального, затрати праці, покращити стан ґрунту, знизити собівартість продукції. Для її технічної реалізації використовують сівалки багатьох провідних зарубіжних фірм. У Кіровоградській області користуються попитом сівалки Terranova аргентинської фірми Vertini [7]. Приватне підприємство «Астарта Груп», яке постачає ці сівалки в Україну, прагне адаптувати їх до місцевих ґрунто-кліматичних умов. Використання рідких добрив замість гранульованих підвищує ефективність засвоєння поживних речовин рослинами. Тому модернізація конструкції та дослідження секції для прямої сівби зернових культур, яка забезпечує одночасний висів насіння та внесення рідких добрив у борозну згідно з агротехнічними вимогами, є актуальною задачею. Для прискорення реалізації нових технічних рішень виникла необхідність провести лабораторні дослідження секції сівалки для прямої сівби зернових культур з одночасним внесенням рідких добрив у ґрунтового каналі кафедри сільськогосподарського машинобудування КНТУ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одночасне внесення в ґрунт насіння і добрив сошниками в технології No-till має більше значення, ніж в традиційних системах землеробства. Обумовлено це відсутністю заходів обробітку ґрунту, під які в традиційній системі землеробства вносяться мінеральні добрива. Внесення добрив одночасно з сівбою культури зазвичай відносять до стрічкового способу внесення. У технології No-till реакція культури на стрічкове внесення добрив вища, ніж в традиційній технології. [1]

Здатність сівалок No-till висівати насіння і добрива без їх контакту в ґрунті – одна з найбільш важливих функцій сівалки. У США визнано, що ця можливість є найважливішим удосконаленням конструкції сошників No-till.

Відсутність рихлого ґрунту при технології No-till робить вертикальне розділення насіння і добрив складнішим, ніж у традиційному землеробстві. Оптимальним вважається, якщо насіння і добрива розділені шаром ґрунту в 20 мм по горизонталі, вертикалі або діагоналі. Проте є думка, що чим ближче «стартові добрива до насіння» тим краще, але обов'язково за умови, що вони не змішуються з ним. Це твердження швидше стосується стартових добрив, які вносяться в мінімальній кількості. [2]

В умовах достатньої кількості вологи істотних відмінностей в ступені впливу місця розміщення добрив відносно насіння на ріст і розвиток культурних рослин у початковий період не було. При достатньому зволоженні перевага залишалася за горизонтальним розділенням насіння і добрив. При нестачі вологи перевага переходила до вертикального розділення насіння і добрив, тому що в цьому випадку вони розміщуються у шарі ґрунту з достатньою кількістю вологи і стають легко доступними для культурних рослин.

Недоліком внесення добрив при посіві є те, що добрива розташовуються або збоку рядка або безпосередньо в рядку, що для насіння деяких культур є неприпустимим. У випадку, коли добрива концентруються збоку рядка основної

культури, частина їх енергії витрачається на підживлення бур'янів, а корені культурних рослин вимушені «тягнутися» до зони живлення, на що затрачається енергія росту [3; 4; 5]. Таким способом може бути внесена тільки стартова доза добрив, оскільки ні розміри бункерів, ні можливості висівних апаратів не дозволяють вносити великі дози. Крім того, наявність великої кількості мінеральних добрив поблизу висіяного насіння може призвести до втрати його схожості.

Добрива, внесені стрічковим способом в горизонти стабільної вологості (глибше 10 см) нижче глибини залягання насіння основної культури, забезпечують рослину поживними речовинами протягом всієї вегетації.

Таким чином, можна зробити висновок, що для створення умов кращого засвоєння добрив кореневою системою культурних рослин найефективнішими є смуговий чи стрічковий спосіб внесення основної дози добрив на глибину стійкої вологості в горизонті 10–15 см для зернових та 26–27 см для технічних культур відповідно [6].

Виклад основного матеріалу Секція сівалки Terranova 1714 для прямої сівби зернових культур [7] складається з хвилястого диска 1 (рис. 1), вузького дводискового сошника 2, бічних коліс 3, фіксатора насіння 4, задніх зубчастих коліс 5, регулятора тиску зубчастих коліс на ґрунт 6, регулятора глибини сівби 7, насіннепровода 8, тукопровода 9, зубчастої рейки 10, пружини 11 для регулювання тиску на висівний апарат, пружини 12 для регулювання тиску на хвилястий диск.

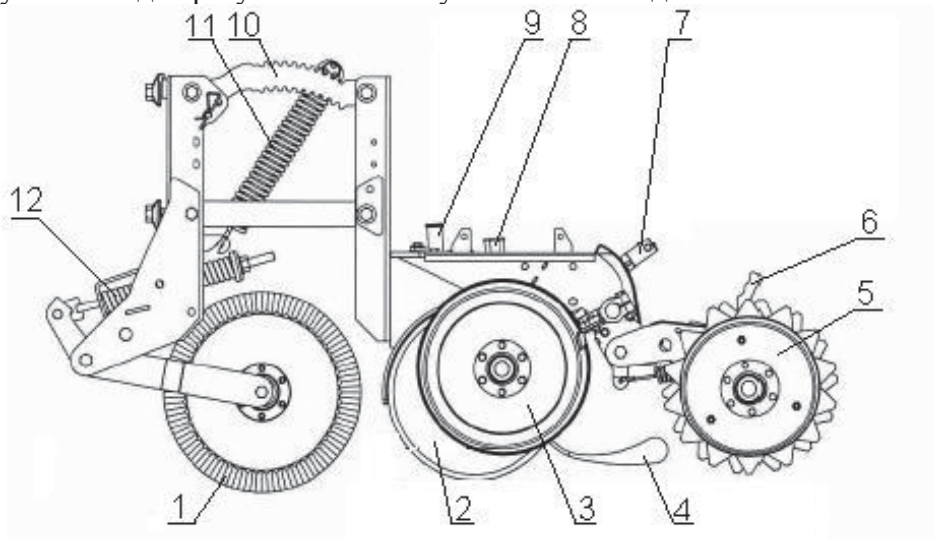


Рисунок 1 – Секція сівалки Terranova 1714 для прямої сівби зернових культур
Джерело: складено автором на підставі [7]

Хвилястий диск 1 перерізає рослинні рештки та утворює в ґрунті борозну. Його тиск на ґрунт підбирають пружиною 12 у залежності від стану поля. Дводисковий сошник 2 розширює борозну та укладає у ґрунт гранульовані добрива та насіння. Фіксатор 4 притискає насіння до дна борозни. Глибину сівби регулюють важелем 7. Тиск на висівний апарат встановлюють пружиною 11 у залежності від властивостей ґрунту.

Агрономічні дослідження свідчать про підвищення ефективності засвоєння поживних речовин рослинами при внесенні добрив у формі розчину у порівнянні з формою гранул. Також агрономи радять розміщувати рідкі добрива на одній лінії рядка з насінням, але глибше на 10–20 мм. Для реалізації такої операції розроблено пристрій для внесення рідких добрив у складі секції для прямої сівби зернових культур (рис.2).

Пристрій складається з анкерного сошника, профіль передньої поверхні якого наближений до зовнішнього радіуса хвилястого диска (зазор між ними можна

регулювати переміщенням сошника вздовж двох прорізів), трубки для подачі рідких добрив, системи важелів для кріплення анкерного сошника до корпуса секції. Хвилястий диск та лижа використані від серійної сівалки Terranova 1714. Для розташування анкерного сошника висівний апарат зміщено назад за допомогою проміжної ланки 2 (рис. 2).

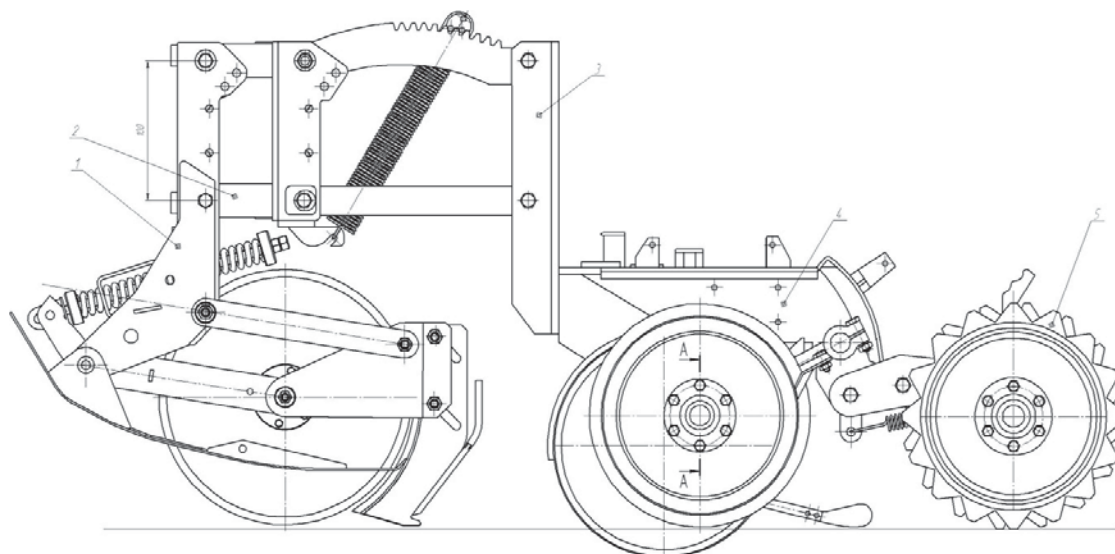


Рисунок 2 – Пристрій для внесення рідких добрив у складі секції для прямої сівби зернових культур
Джерело: складено автором

На центральній рамі сівалки пропонується розташувати місткість для рідких добрив, насос, регулятор тиску добрив та систему трубопроводів від насоса до кожного сошника.

Методика дослідження універсальної секції на прямій сівбі насіння з одночасним внесенням рідких добрив полягає у наступному.

Для проведення експериментальних досліджень секції для прямої сівби було використано за базову конструкцію самохідний візок ґрунтового каналу кафедри сільськогосподарського машинобудування. Він універсальний і дозволяє встановлювати додаткове обладнання для проведення досліджень ґрунтообробних та посівних машин.

Приєднуємо секцію до начіпного пристрою самохідного візка через з'єднувальну ланку. Над сошником для внесення рідких добрив монтуємо місткість для імітатора рідких добрив (рис. 3, а), насос та систему трубок. Над зерновим сошником

встановлюємо місткість для насіння (рис. 3, б) з катушковим висівним апаратом, який приводиться до руху від регульованого електродвигуна через ланцюгову передачу. Швидкість обертання електродвигуна регулюємо блоком живлення. Насіння надходить від висівного апарата до сошника через зернопровід.

Очищуємо ґрунт у каналі від залишків насіння, вирівнюємо та прикочується котком (секція фіксується у піднятому положенні). Визначаємо щільність та вологість ґрунту за стандартними методиками [8] з використанням наявного обладнання. Встановлюємо глибину ходу сошника для рідких добрив (6 см) та сошника для насіння (4 см), норму висіву насіння (100 кг/га) за рахунок частоти обертання катушки, швидкість руху візка (6 км/год).

Вмикаємо насос рідких добрив, привід насінневисівного апарата та привід переміщення візка. Візок зупиняється кінцевим вимикачем, вимикаємо насос та привід насінневисівного апарата.

Викопуємо заглиблення в ґрунті на відстані від 5 метрів з початку руху з інтервалом 1 метр до місця зупинки візка. Встановлюємо у заглиблення пристрій для дослідження розподілу насіння та добрив по глибині заробки КНТУ–ІМЕСГ 2014 [9] та знімаємо ґрунт пошарово до виявлення перших насінин. Фіксуємо глибину їх розташування та продовжуємо пошарове знімання ґрунту до виявлення слідів імітатора рідких добрив. Вимірюємо глибину розташування рідких добрив. Фотографуємо розкопану ділянку (рис.4), встановлюючи для наочності відображення результатів вертикальну лінійку.

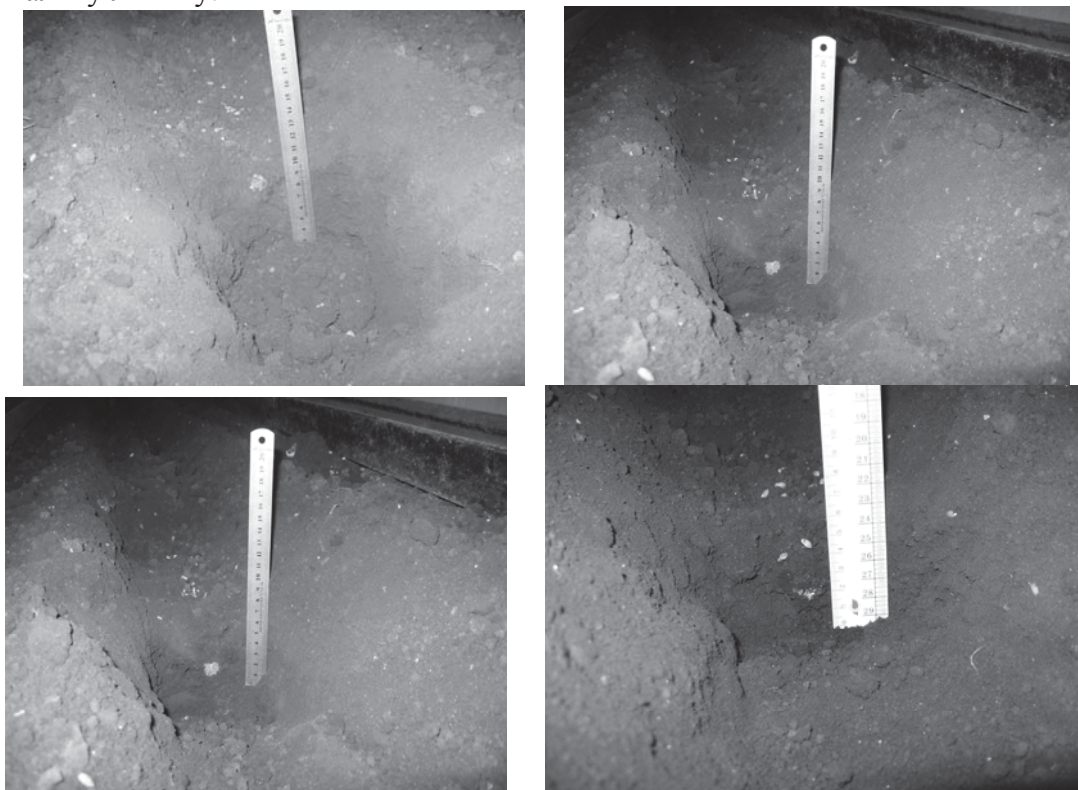


Рисунок 4 – Приклади фотофіксації розміщення насіння та рідких добрив у ґрунті

Джерело: складено автором

Слід відзначити, що ідентично відтворити польові умови (наявність пожнивних решток, кореневої системи рослин) в ґрунтовому каналі не вдалося.

У всіх розрізах ґрунту мінімальна відстань між шарами насінин та рідких добрив складала від 15 до 40 мм, тобто відповідала агротехнічним вимогам. Тому за результатами лабораторних досліджень можна стверджувати, що пристрій для внесення

рідких добрив у складі секції для прямої сівби зернових культур працездатний (випадків забивання ґрунтом не спостерігалося) і якісно виконує свої функції.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Використання рідких мінеральних добрив підвищує ефективність їх засвоєння рослинами. Пристосування для внесення рідких добрив дозволяє здійснити цю операцію одночасно з сівбою на глибину, що на 10–20 мм перевищує глибину розташування насіння. Внесення рідких добрив на відстані 10–20 мм в бік від осі рядка технічно можливо здійснити, змінивши форму сошника пристосування, але доцільність такого вдосконалення сумнівна, як з агрономічної, так і з енергетичної точки зору.

Список літератури

1. Косолап М.П. Система землеробства No-Till [Текст] / М.П. Косолап, О.П. Кротінов.– К., 2011.– 372с.
2. Вильдфлуш Р.Т. Миграция питательных веществ в почве и особенности питания растений при локальном внесении основного минерального удобрения [Текст] / Р.Т. Вильдфлуш // Бюл. ВИУА. – 1974. – №18.– С. 64-79.
3. Лихочвор В.В. Мінеральні добрива та їх застосування [Текст] /В.В. Лихочвор. – Львів, 2008. – 311 с.
4. Медведев С.С. Эффективность локального внесения удобрений на различных по генезису и плодородию почвах [Текст] / С.С. Медведев, Т.В. Лыкова // Обоснование агротехнических требований к способам и качеству приготовления и внесения минеральных удобрений. – Бюл. ВИУА. – 1984. – №67. – С. 37-40.
5. Петухов М.П. Агрохимия и система удобрения [Текст] / М.П. Петухов, Е.А. Панова, Н.Х. Дудина. – М.: Колос, 1979. – 392 с.
6. Синягин И.И. Современные аспекты проблемы техники внесения удобрений [Текст] / И.И. Синягин // Бюл. ВИУА. –1974. – №18. – С. 3-17.
7. Сеялка Terranova модель 1714 двухмодульная: техническое руководство [Текст].–Фирма Bertini (Аргентина).
8. СОУ 74.3-37-129:2004 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини посівні. Методи випробувань [Текст]. / М. Собчук, В. Погорілий, Л. Шустік та ін. – К.: Мінагрополітики України, 2006. – 86 с.
9. Дослідження та модернізація конструкції секції сівалки для прямої сівби зернових культур з одночасним внесенням рідких добрив : звіт про НДР [Текст] / Кіровоград. нац. техн. ун-т; керівн. М.О. Свірень ; викон. : В.В. Амосов [та ін.]. – № ДР 0115U003185.– Кіровоград, 2015. – 38 с.

Mykola Sviren, Prof., DSc., Vladymyr Amosov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ruslan Kysylov, PhD tech. sci. Serhiy Oryshenko, applicant

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Serhiy Kozlovsky, assist.

PE «Astarta Grup», Kirovohrad, Ukraine

Research upgraded used drills for direct seeding crops with simultaneous application of liquid fertilizer

Sowing in untreated soil significantly reduced the cost of fuel, labor costs, improve the soil, reduce production costs. Seed Terranova Argentine company Bertini, implementing this technology need to be adapted to the soil and climatic conditions of Kirovograd region. The study is used to improve direct sowing cereal crops by setting device for application of liquid fertilizer.

The device consists of anchor opener, tubes for feeding liquid fertilizer and leverage opener anchor for attaching to the body section. Experimental study used a laboratory soil Channel Agricultural Engineering Department of the Kirovohrad National Technical University. As basic design used self-propelled trolley soil channel. It installed capacity simulator liquid fertilizers, pump, pipe system, the capacity of seed, fluted feed and electric. The depth location of liquid fertilizers and seeds defined layered device for removing soil.

Determined that the device for application of liquid fertilizer allows this operation simultaneously with planting to a depth that exceeds the depth of 10-20 mm seed location. It operable (soil Pile cases were observed) and efficiently performs its function.

section for direct sowing of cereals, sowing seeds, device for application of liquid fertilizer, experimental study

Одержано 22.10.15

УДК 621.81

А.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, А.И. Алферов, доц., канд. техн. наук, А.П. Юрьева, асист.

Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина, anna.yurieva@yandex.ua

Анализ и прогнозирование механической надежности сельскохозяйственных культиваторов

В статье рассмотрены вопросы прогнозирования и обеспечения надежности сельскохозяйственных культиваторов при возникновении внезапных механических отказов элементов упругих подвесок рабочих органов. При этом учитываются коэффициенты вариации несущей способности и экстремальных нагрузок, ожидаемое число экстремальных нагружений, а также количество упругих элементов в культиваторе.

механическая надежность, упругая стойка, коэффициент запаса, несущая способность, коэффициент вариации, внезапный отказ, экстремальная нагрузка

О.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, О.І. Алфьоров, доц., канд. техн. наук, Г.П. Юр'єва, асист.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м.Харків, Україна

Аналіз і прогнозування механічної надійності сільськогосподарських культиваторів

У статті розглянуті питання прогнозування та забезпечення надійності сільськогосподарських культиваторів при виникненні раптових механічних відмов елементів пружних підвісок робочих органів. При цьому враховуються коефіцієнти варіації несучої здатності і екстремальних навантажень, очікуване число екстремальних навантажень, а також кількість пружних елементів в культиваторі.

механічна надійність, пружна стійка, коефіцієнт запасу, несуча здатність, коефіцієнт варіації, раптова відмова, екстремальні навантаження

Постановка проблемы. В статье рассмотрены вопросы прогнозирования и обеспечения надежности сельскохозяйственных культиваторов при возникновении внезапных механических отказов элементов упругих подвесок рабочих органов. Внезапные отказы могут быть обусловлены многократно воздействующими на упругие элементы экстремальными нагрузками. Обеспечение надежности культиваторов при проектировании выполняется за счет назначения коэффициентов запаса, которые представляют собой отношение средней величины несущей способности элементов к средним значениям действующих экстремальных нагрузок. При этом учитываются коэффициенты вариации несущей способности и экстремальных нагрузок, ожидаемое число экстремальных нагружений, а также количество упругих элементов в культиваторе. В случае равенства коэффициентов вариации несущей способности и нагрузок задача определения коэффициента запаса, который обеспечивает заданную величину вероятности безотказной работы культиватора, решается аналитически. При рассмотрении общего случая, когда коэффициент вариации нагрузки превышает величину коэффициента вариации несущей способности применялся метод статистического моделирования. Для ряда моделей культиваторов и комбинированных агрегатов, использующих рабочие органы на упругой подвеске, определены допустимые значения коэффициентов запаса.

© В А.С. Гринченко, А.И. Алферов, А.П. Юрьева, 2015

Обеспечение достаточно высокого уровня механической надежности является одной из главных задач при создании современных машин. На стадии проектирования важным является определение необходимой величины коэффициента запаса, который обеспечит заданный уровень вероятности безотказной работы. Распространенным видом механических отказов элементов упругих подвесок рабочих органов культиваторов является внезапное разрушение или недопустимая остаточная деформация. Прогнозирование вероятности безотказной работы культиватора в этом случае может базироваться на стохастической модели возникновения внезапных отказов, обусловленных первым превышением величиной экстремальных нагрузок величины несущей способности какого-либо из элементов. Экстремальные нагрузки и несущая способность элементов предполагаются случайными величинами, причем процесс нагружения описывается дискретной последовательностью независимых случайных экстремальных нагружений.

Анализ последних исследований и публикаций. Деформируемость и кинематика упругих стоек культиваторов рассматривались в [1]. Конструктивные особенности и анализ эксплуатационной нагруженности элементов упругих подвесок рабочих органов культиваторов приведен в работах [2, 3]. Теория прогнозирования и обеспечения надежности элементов машин при внезапных механических отказах и многократном экстремальном нагружении изложена в [4-8]. Способы определения достаточных коэффициентов запаса, обеспечивающих заданную величину вероятности безотказной работы системы с последовательной структурой, исследованы в [9]. В [10] с использованием статистического моделирования был проведен анализ влияния уровня рассеивания экстремальной нагрузки (по коэффициенту вариации) и несущей способности на характер изменения вероятности безотказной работы по внезапным механическим отказам в зависимости от числа экстремальных нагружений.

Постановка задания. Разработка и обоснование способов обеспечения механической надежности культиваторов при внезапных отказах и многократном экстремальном нагружении.

Изложение основного материала. Минимально необходимый (достаточный) коэффициент запаса, который обеспечит заданную величину вероятности безотказной работы γ по внезапным разрушениям при действии m экстремальных нагружений на последовательную в смысле надежности систему [9], состоящую из n элементов, определяется по формуле:

$$K_o(m, \gamma) = \left\{ \frac{\chi S_1(m)}{\ln\left(\frac{1}{\gamma}\right)} \right\}^{1/b}, \quad (1)$$

где $\chi = \sum_{i=1}^n \left(\frac{K_{\min}}{K_i} \right)^b$ – величина, которая находится в пределах $1 \leq \chi \leq n$. Ее

можно трактовать, как условное число элементов в системе, приведенное к наиболее нагруженному;

$K_i = \frac{\bar{P}_{ni}}{P_{ni}}$ – коэффициенты запаса по средним значениям несущей способности \bar{P}_{ni}

и экстремальных нагрузок P_{ni} элементов;

K_{\min} – коэффициент запаса у наиболее нагруженных элементов;

b – общий параметр формы закона Вейбулла распределений несущей способности и экстремальных нагрузок; $S_1(m) = \sum_{j=1}^m \frac{1}{j}$.

Функция распределения закона Вейбулла имеет вид

$$F(P) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{P}{a}\right)^b\right\}, \quad (2)$$

где a – параметр масштаба распределения, а параметр формы b определяется только величиной коэффициента вариации V распределения. Если коэффициент вариации находится в пределах $0,08 \leq V \leq 1$, то величину b можно определять по приближенной формуле:

$$b = \frac{1,126}{V} + \frac{0,011}{V^2} - 0,137. \quad (3)$$

В случае, когда $m > 10$, то вместо выражения (1) можно использовать формулу:

$$K_\sigma(m, \gamma) = \left\{ \frac{\chi[C + \ln(m + 0,51)]}{\ln\left(\frac{1}{\gamma}\right)} \right\}^{1/b}, \quad C = 0,57721... \quad (4)$$

Формулы (1) и (4) справедливы лишь в случае, когда распределения несущей способности и нагрузки одинаковы по коэффициенту вариации и параметру b . Поэтому в общем случае был реализован метод, дающий возможность определять достаточную величину коэффициента запаса при различных значениях коэффициентов вариации распределения нагрузки и несущей способности, основанный на использовании статистического моделирования [10].

В качестве исследуемых объектов были выбраны культиваторы, имеющие различное количество лап (табл.1) закрепленных на упругих (S-образных) стойках (рис. 1).

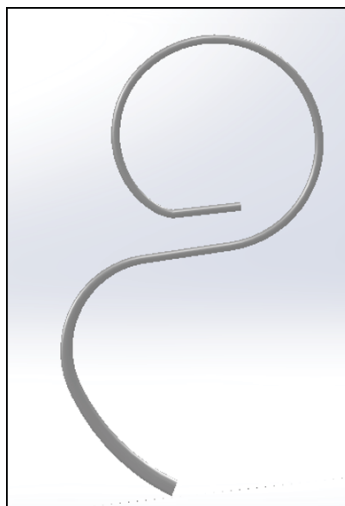


Рисунок 1 – S-образная упругая стойка лапы культиватора

Во время работы упругие стойки подобной конструкции подвержены большим деформациям и напряжениям, что приводит к накоплению усталостных повреждений в материале и поломкам. Это снижает надежность технологического процесса ввиду того, что разрушение любой из стоек приводит к простоям агрегата и дополнительным затратам на запчасти и восстановление.

Таблица 1 – Количество лап на культиваторах различных моделей

Модель культиватора	Количество лап
TS3ZS-1,5	9
TS3ZS-2,1	13
КШУ-12-01	31
Посевной комплекс «Терминатор», модель ТН6	42
Zeus BE19-6,70	57
Zeus BE19-7,90	71
Посевной комплекс «Терминатор», модель ТН12	84
Посевной комплекс «Терминатор», модель ТН18	126

При этом достаточный коэффициент запаса, который может обеспечить заданную вероятность безотказной работы культиватора $\gamma=0,99$ может быть определен с помощью применения статистического моделирования [10]. Моделирование выполнялось для случаев, когда распределение несущей способности имеет коэффициент вариации $V_n=0,1$, а коэффициент вариации нагрузки $V_n=0,15$ и $V_n=0,2$. При $V_n=0,1$ и $b=12,15$ расчеты K_0 проводились по формуле (4), в которой $\chi = n$. Ожидаемое количество экстремальных нагружений было принято $m=100$, при постоянном коэффициенте вариации распределения несущей способности и различных коэффициентах вариации экстремальной нагрузки V_n (табл.2).

Таблица 2 – Достаточный коэффициент запаса упругих стоек лап культиваторов различных моделей

n	$V_n=0,1$	$V_n=0,15$	$V_n=0,2$
	K_0	K_0	K_0
9	2	2,195	2,385
13	2,06	2,215	2,425
31	2,213	2,415	2,605
42	2,268	2,465	2,675
57	2,326	2,525	2,745
71	2,368	2,565	2,755
84	2,401	2,602	2,805
126	2,482	2,682	2,915

По результатам проведенных расчетов анализировалось влияние количества лап на культиваторе и уровня рассеивания экстремальной нагрузки (по коэффициенту вариации V_n) на характер изменения достаточного коэффициента запаса. Выявлено, что с увеличением количества лап величина коэффициента запаса, достаточная для обеспечения вероятности безотказной работы культиватора 0,99 существенно возрастает. Тем не менее, эта величина находится в пределах $2 \leq K_0 \leq 3$, и техническая реализация такого уровня вполне возможна. На практике, при серийном производстве упругих стоек вне зависимости от модели культиватора, можно рекомендовать величину достаточного коэффициента запаса $K_0=3$. Обеспечивать более высокий уровень безотказности культиватора по внезапным разрушениям упругих стоек целесообразно, используя два подхода.

Первый заключается в том, чтобы до начала реальной эксплуатации проводить серию предварительных нагружений стоек с отбраковкой деформированных или разрушенных экземпляров. Методы оценки необходимого количества предварительных

нагруженный, которое обеспечивает в дальнейшем заданный уровень безотказности, приведены в работе [4].

Второй подход связан с использованием резервов живучести системы. Системы с последовательной структурой и резервом живучести, состоящие из однотипных элементов, остаются работоспособными при отказе не одного, а некоторого заранее заданного числа элементов. Создать такой резерв можно, не включая постоянно дополнительные элементы в систему, а применяя их, как запасные части, находящиеся непосредственно вместе с агрегатом. Отказ лапы, устраняемый за счет использования запасных резервных элементов, будет условным (некритичным) отказом культиватора до тех пор, пока имеются возимые запасные элементы. Учитывая, что масса и размеры стоек с лапами, как и трудоемкость их замены в полевых условиях невелики, можно считать такой подход рациональным и достаточно легко реализуемым на практике. Теоретические основы оценки и обеспечения надежности систем с резервом живучести имеются в [7]. Эти методы следует использовать при расчете необходимого для каждой модели культиватора числа резервных стоек, обеспечивающих живучесть (отказоустойчивость) агрегата.

Заключение. Рассмотрена проблема обеспечения механической надежности сельскохозяйственных почвообрабатывающих агрегатов-культиваторов с рабочими органами на упругой подвеске. Выявлены закономерности влияния количества рабочих органов культиватора, а также уровня случайного рассеивания многократно действующей экстремальной нагрузки на величину достаточного коэффициента запаса упругих стоек. Определена нормативная величина коэффициента запаса упругой стойки, гарантирующая заданную вероятность безотказной работы культиватора. Предложены и обсуждены варианты обеспечения и повышения уровня надежности за счет использования предварительных контрольных нагружений, а также за счет введения в систему избыточности и повышения ее отказоустойчивости.

Список литературы

1. Игнатенко И.В. Упругая кинематика пружинных стоек культиватора [Текст] / И.В. Игнатенко, В.И. Гасилин // Динамика узлов и агрегатов сельскохозяйственных машин. – Ростов-на-Дону: РИСХМ, 1972. – С.102-113.
2. Гринченко А.С. Анализ нагруженности и повреждаемости элементов предпосевного агрегата по результатам коэрциметрии [Текст] / А.С. Гринченко, В.В. Карабин, О.В. Полтавченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка – Х.: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 100. – С. 38-43.
3. Гринченко А.С. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния S-образной стойки культиватора [Текст] / А.С. Гринченко, О.В. Полтавченко, А.И. Алферов, М.В. Марченко// Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2011. – Вип. 114. – С. 299-304.
4. Гринченко А.С. Модели прогнозирования прочностной надежности элементов машин при однократном разрушении [Текст] / А.С. Гринченко // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. Вісник ХДТУСГ. – Х.: ХДТУСГ, 2000. – Вип. 4. – С.21-27.
5. Гринченко А.С. Некоторые прикладные модели прочностной надежности при внезапных отказах [Текст] / А.С. Гринченко // Динамика и прочность машин: Вестник Национального технического университета "ХПИ". – Х., 2003. – Т.1, №12. – С.51-58.
6. Гринченко А.С. Модели прочностной надежности элементов и систем при экстремальном нагружении [Текст] / А.С.Гринченко // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Зб. наук.праць УкрНДІ ПВТ ім. Л.Погорілого. – Дослідницьке, 2006. – Вип. 9 (23), Кн.2. – С. 142-150.
7. Гринченко А.С. Прочностная надежность элементов и систем при многократном экстремальном нагружении [Текст] / А.С. Гринченко // Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Х., 2007. – Вип. 67. – С. 233-242.
8. Гринченко А.С. Нормирование и обеспечение механической надежности при экстремальных нагрузках [Текст] / А.С. Гринченко // Проблеми надійності машин та засобів механізації

сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Х., 2012. – Вип. 128. – С. 70-76.

9. Гринченко А.С. Прикладные стохастические модели прогнозирования надежности при внезапных механических от казах [Текст] / А.С.Гринченко, А.П.Юрьева // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2014. – Вип. 151. – С. 354-360.
10. Гринченко А.С. Статистическое моделирование и прогнозирование надежности при внезапных механических от казах [Текст] / А.С.Гринченко, В.Б.Савченко, А.П.Юрьева // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 163. – С. 23-30.

Oleksandr Grynchenko, prof, DSc., Olexsyi Alferov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ganna Yirueva, assist.

Kharkiv national technical University of agriculture named Peter Vasilenko

Analysis and prognostication of mechanical reliability agricultural cultivators

Development and validation of methods to ensure mechanical reliability of the cultivators in case of sudden failures and repeated extreme loading.

In the article the questions of prognostication and providing of reliability of agricultural cultivators in case of beginning of sudden mechanical refusals of elements of resilient pendants of working organs are considered. The coefficients of variation of bearing strength and extreme loading, expected number of the extreme loading, and also quantity of resilient elements, in a cultivator are thus taken into account.

The revealed regularities of influence of number of working bodies of the cultivator, as well as the level of accidental dispersion multiply the current extreme load on the sufficient magnitude of the safety factor of elastic struts.

mechanical reliability, elastic rack, the safety factor, bearing capacity, coefficient of variation, sudden failure, extreme load

Одержано 06.11.15

УДК 631.316

А.А. Дудніков, проф., канд. техн. наук, А.О. Келемеш, канд. техн. наук, А.Г. Пасюта, канд. техн. наук

Полтавська державна аграрна академія, м.Полтава, Україна, anat_dudnikov@mail.ru

Вплив ґрунту на леза робочих органів ґрунтообробних машин

Наведено аналіз впливу ґрунту на ріжучі елементи робочих органів ґрунтообробних машин та розглянуто фактори, що забезпечують зниження навантажень.

ущільнений об'єм, робочий орган, затуплення леза, кут різання, параметри зношування

А.А. Дудніков, проф., канд. техн. наук, А.А. Келемеш, канд. техн. наук, А.Г. Пасюта, канд. техн. наук

Полтавская государственная аграрная академия, г.Полтава, Украина

Влияние почвы на лезвия рабочих органов почвообрабатывающих машин

Дан анализ воздействия почвы на режущие элементы рабочих органов почвообрабатывающих машин и рассмотрены факторы, обеспечивающие снижение нагрузок.

уплотнённый объём, рабочий орган, затупление лезвия, угол резания, параметры износа

сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. – Х., 2012. – Вип. 128. – С. 70-76.

9. Гринченко А.С. Прикладные стохастические модели прогнозирования надежности при внезапных механических от казах [Текст] / А.С.Гринченко, А.П.Юрьева // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2014. – Вип. 151. – С. 354-360.
10. Гринченко А.С. Статистическое моделирование и прогнозирование надежности при внезапных механических от казах [Текст] / А.С.Гринченко, В.Б.Савченко, А.П.Юрьева // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2015. – Вип. 163. – С. 23-30.

Oleksandr Grynchenko, prof, DSc., Olexsyi Alferov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ganna Yirueva, assist.

Kharkiv national technical University of agriculture named Peter Vasilenko

Analysis and prognostication of mechanical reliability agricultural cultivators

Development and validation of methods to ensure mechanical reliability of the cultivators in case of sudden failures and repeated extreme loading.

In the article the questions of prognostication and providing of reliability of agricultural cultivators in case of beginning of sudden mechanical refusals of elements of resilient pendants of working organs are considered. The coefficients of variation of bearing strength and extreme loading, expected number of the extreme loading, and also quantity of resilient elements, in a cultivator are thus taken into account.

The revealed regularities of influence of number of working bodies of the cultivator, as well as the level of accidental dispersion multiply the current extreme load on the sufficient magnitude of the safety factor of elastic struts.

mechanical reliability, elastic rack, the safety factor, bearing capacity, coefficient of variation, sudden failure, extreme load

Одержано 06.11.15

УДК 631.316

А.А. Дудніков, проф., канд. техн. наук, А.О. Келемеш, канд. техн. наук, А.Г. Пасюта, канд. техн. наук

Полтавська державна аграрна академія, м.Полтава, Україна, anat_dudnikov@mail.ru

Вплив ґрунту на леза робочих органів ґрунтообробних машин

Наведено аналіз впливу ґрунту на ріжучі елементи робочих органів ґрунтообробних машин та розглянуто фактори, що забезпечують зниження навантажень.

ущільнений об'єм, робочий орган, затуплення леза, кут різання, параметри зношування

А.А. Дудніков, проф., канд. техн. наук, А.А. Келемеш, канд. техн. наук, А.Г. Пасюта, канд. техн. наук

Полтавская государственная аграрная академия, г.Полтава, Украина

Влияние почвы на лезвия рабочих органов почвообрабатывающих машин

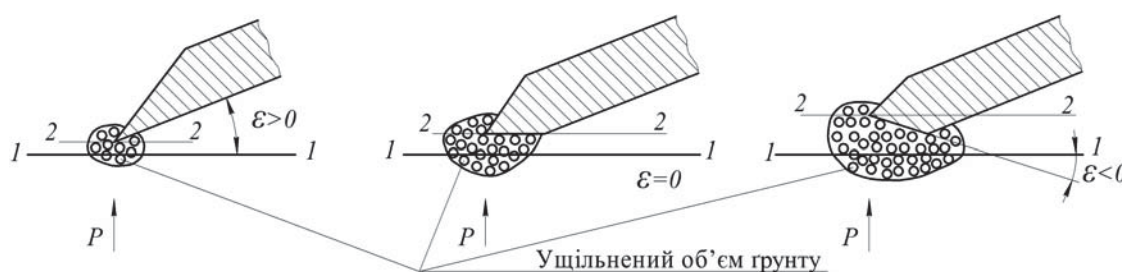
Дан анализ воздействия почвы на режущие элементы рабочих органов почвообрабатывающих машин и рассмотрены факторы, обеспечивающие снижение нагрузок.

уплотнённый объём, рабочий орган, затупление лезвия, угол резания, параметры износа

Вступ. Питоме навантаження, що діє на зношувальні поверхні леза робочого органу, неадекватні загальним навантаженням, спрямованим на робочий орган. Причиною цього є виникнення ущільнення ґрунту перед лезом обробного робочого органу. На ріжучу поверхню леза впливає питоме навантаження, величина якого залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту, швидкості руху ґрунтообробного знаряддя, а також в певній мірі залежить від геометричних параметрів леза. Причиною сталого питомого навантаження, в основному, є ущільнення об'єму ґрунту, яке циклічно утворюється перед лезом та створює додаткове тертя ґрунту об ґрунт, що викликає підвищення загального опору [1].

Постановка проблеми. Дослідити вплив ущільнення ґрунту на зношування леза ґрунтообробного робочого органу.

Результати дослідження. Навантаження від дії ущільнення ґрунту діє як на передню, так і на задню грані леза робочого органу. При гострому лезі це навантаження в більшій мірі діє на передню його грань. При затупленні леза задній кут різання ε наближається до нульового значення або стає від'ємним і навантаження від дії ущільненого об'єму ґрунту «переходить» на задню грань леза (рис. 1).



1-1 – лінія дна борозни; 2-2 – умовна лінія розділення ущільненого об'єму: верхня частина поступає на передню грань, а нижня поступає на задню грань

Рисунок 1 – Схема впливу ущільненого об'єму ґрунту на лезо ґрунтообробного органа

Джерело: розроблено автором

При малому зношуванні (рис. 1, а) об'єм ущільненого ґрунту відносно невеликий і основна його частина припадає на передню грань леза та порівняно легко сходить (видаляється) по клину. І лише невелика його частина поступає під задню грань леза.

При збільшенні зношування зростає кут нахилу потиличної фаски (виникає від'ємний задній кут різання ε) і значна частина ущільненого об'єму ґрунту переходить під задню грань леза (рис. 1, б, в). Тиск ущільненого об'єму ґрунту на задню грань викликає різке збільшення опору, що призводить до вигиблення робочого органу [2].

Утворення об'єму ущільнення ґрунту є результатом виникаючих напружень перед лезом через утруднення в переміщенні частинок зношування клина вгору по його передній грані.

Твердість ґрунту, затуплення леза та швидкість переміщення робочого органу сприяють виникненню ефекту накопичення ґрунту, що являється, на нашу думку, однією із умов виникнення ущільненого об'єму. Питоме навантаження при цьому залежить від наступних факторів: твердості ґрунту; швидкості переміщення; кута різання; параметрів зношування леза (товщини та кута загострення леза, величини та знаку заднього кута різання).

Розподілення навантаження по довжині леза лемеша плуга, лапи культиватора від утвореного ущільненого об'єму нерівномірне: питоме навантаження зменшується від носка в силу зниження щільності пласту по мірі його переміщення по лезу, а також більшої глибини заглиблення носка в порівнянні з лезом.

При затупленні леза та при зміні кута нахилу потиличної фаски відбувається

різний вплив ґрунту на передню та задню грані леза. Під задньою гранню тертя ґрунту по сталі в значній мірі замінюється тертям ґрунту об ґрунт, що в 2 рази збільшує коефіцієнт тертя. Ущільнений об'єм ґрунту має різну інтенсивність по довжині леза.

При розрахунку навантажень на лезі робочого органу необхідно застосовувати величину кута тертя, що відповідає не тертю ґрунту по металу, а тертю ґрунт – ґрунт. Це твердження стосується тільки для лемешів плугів, лап культиваторів, що мають постійний кут різання. У сферичних дискових робочих органах реальна величина тертя дещо інша, оскільки будь-яка точка диска на лезі здійснює складний рух в двох площинах – в площині обертання диска та в площині, паралельній напрямку руху знаряддя [3].

Для дискових робочих органів особливістю є те, що точки леза сприймають різний вплив ґрунту. На початку входу в ґрунт задній кут різання ε має невелике значення та при затупленні леза може приймати від'ємні значення з наступним значним збільшенням. На основі аналізу досліджень дискових робочих органів кут Θ відхилення від вертикалі реакції, що діє на лезо сферичного диска, можна розрахувати по наступній емпіричній залежності:

$$\Theta = 1,5 \left(\frac{a}{D} \right)^{0,5} \cdot (\sin i)^{0,4}, \quad (1)$$

де a – глибина обробки;

D – діаметр диска;

i – кут загострення леза диска;

1,5 – емпіричний коефіцієнт.

Значення кута Θ для деяких застосованих випадків експлуатації дискових знарядь наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення кута Θ

D , см	a , см	i , град.	Θ , град.
45	10	60	38,7
55	15	60	42,9
65	20	60	46,3

Дані з таблиці свідчать, що з ускладненням умов експлуатації (більше співвідношення a/D та більший кут загострення i) більша реакція ґрунту на лезо.

Для сферичних дисків вплив потиличної частини виникає лише у випадку, коли задній кут різання ε в перерізі диска горизонтальною площиною на рівні поверхні ґрунту приймає від'ємні значення.

Величина кута ω заточування диска в горизонтальному перерізі площиною на глибині обробки a можна визначити по залежності:

$$\omega = \arctg \left(\frac{2\sqrt{D/a} - 1}{D/a} \right). \quad (2)$$

Дія потиличної частини може відбуватися лише при значних кутах заточування леза (при зовнішньому заточуванні) або при більшій кривизні (при внутрішньому заточуванні).

Для дискових робочих органів характерний ефект послаблення дії ущільненого об'єму на лезо. Це дозволяє дисковим знаряддям, не дивлячись на більш високі кути кришення у порівнянні з лемішними плугами та культиваторами, мати подібні з ними тягові енергетичні характеристики.

Висновок. Незважаючи на зниження загальних тягових характеристик у культиваторів з пружними стійками, необхідне проведення подальших досліджень по визначенню зносостійкості указаних робочих органів з метою розробки ефективних зміцнюючих технологій при їх відновленні та виготовленні.

Список літератури

1. Гудзь В.П. Землеробство з основами ґрунтознавства і агрохімії [Текст] / В.П. Гудзь, А.П. Лісовол, В.О. Андрієнко, М.Ф. Рибак; за редакцією В.П. Гудзя. – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 408 с.
2. Ткачєв В.Н. Износ и повышение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] / В.Н. Ткачєв. – М.: Машиностроение, 1984. – 327 с.
3. Пасюта А.Г. Оценка эксплуатационной надёжности рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] / А.Г. Пасюта, А.И. Беловод, А.А. Келемеш, А.А. Дудников // Інженерія природовикористання. – Харків: 2014. – №2(2). – С. 114-115.

Anatoly Dudnikov, Prof., PhD tech. sci., Anton Kelemesh, PhD tech. sci., Andriy Pasyuta, PhD tech. sci.
Poltava state agrarian academy, Poltava, Ukraine

Soil effect on the blade of working bodies of tillage machines

The article describes the main aspects of uneven wear of the blade working bodies of tillage machines. The main goal of the research is to outline the reasons that affect a higher intensity of top wear of the cutting element.

Their analysis revealed the formation of compacted soil volume and its impact on the character wear top and bottom faces of the blade cultivating working body plows, cultivators, harrows difficult. Presented justification uneven wear of the front and rear faces of the blade, it is shown that under the back edge of ground friction on steel largely replaced by friction against the ground soil, which causes an increase in the coefficient of friction.

The research results can be used to improve the quality of tillage, to reduce the traction effort, to increase operational stability of working bodies of tillage machines.

compacted volume, working body, blunt blade, cutting angle, wear options

Одержано 07.10.15

УДК 629.083

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, В.М. Каліч, проф., канд. техн. наук, А.В. Гриньків, асп., Д.В. Голуб, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, grinkivav@mail.ru

Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом

В статті проаналізовано математичні моделі прогнозування ресурсу агрегатів, систем та транспортного засобу в цілому різних авторів, які працювали в напрямку удосконалення різних стратегій технічної експлуатації транспортних засобів. Дано математичну модель визначення ймовірності знаходження агрегату, систем та транспортного засобу в цілому, в працездатному стані, на основі інтенсивності відмов та відновлення агрегатів і систем транспортного засобу. Запропоновано уточнення розрахунку коефіцієнта технічної готовності та використання парку машин.

ресурс, дослідження зносу, прогноз, напрацювання, значення параметру

© В.В. Аулін, В.М. Каліч, Д.В. Голуб, А.В. Гриньків, 2015

Висновок. Незважаючи на зниження загальних тягових характеристик у культиваторів з пружними стійками, необхідне проведення подальших досліджень по визначенню зносостійкості указаних робочих органів з метою розробки ефективних зміцнюючих технологій при їх відновленні та виготовленні.

Список літератури

1. Гудзь В.П. Землеробство з основами ґрунтознавства і агрохімії [Текст] / В.П. Гудзь, А.П. Лісовол, В.О. Андрієнко, М.Ф. Рибак; за редакцією В.П. Гудзя. – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 408 с.
2. Ткачєв В.Н. Износ и повышение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] / В.Н. Ткачєв. – М.: Машиностроение, 1984. – 327 с.
3. Пасюта А.Г. Оценка эксплуатационной надёжности рабочих органов почвообрабатывающих машин [Текст] / А.Г. Пасюта, А.И. Беловод, А.А. Келемеш, А.А. Дудников // Інженерія природовикористання. – Харків: 2014. – №2(2). – С. 114-115.

Anatoly Dudnikov, Prof., PhD tech. sci., Anton Kelemesh, PhD tech. sci., Andriy Pasyuta, PhD tech. sci.
Poltava state agrarian academy, Poltava, Ukraine

Soil effect on the blade of working bodies of tillage machines

The article describes the main aspects of uneven wear of the blade working bodies of tillage machines. The main goal of the research is to outline the reasons that affect a higher intensity of top wear of the cutting element.

Their analysis revealed the formation of compacted soil volume and its impact on the character wear top and bottom faces of the blade cultivating working body plows, cultivators, harrows difficult. Presented justification uneven wear of the front and rear faces of the blade, it is shown that under the back edge of ground friction on steel largely replaced by friction against the ground soil, which causes an increase in the coefficient of friction.

The research results can be used to improve the quality of tillage, to reduce the traction effort, to increase operational stability of working bodies of tillage machines.

compacted volume, working body, blunt blade, cutting angle, wear options

Одержано 07.10.15

УДК 629.083

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, В.М. Каліч, проф., канд. техн. наук, А.В. Гриньків, асп., Д.В. Голуб, доц., канд. техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, grinkivav@mail.ru

Прогнозування залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів сільськогосподарського виробництва за їх технічним станом

В статті проаналізовано математичні моделі прогнозування ресурсу агрегатів, систем та транспортного засобу в цілому різних авторів, які працювали в напрямку удосконалення різних стратегій технічної експлуатації транспортних засобів. Дано математичну модель визначення ймовірності знаходження агрегату, систем та транспортного засобу в цілому, в працездатному стані, на основі інтенсивності відмов та відновлення агрегатів і систем транспортного засобу. Запропоновано уточнення розрахунку коефіцієнта технічної готовності та використання парку машин.

ресурс, дослідження зносу, прогноз, напрацювання, значення параметру

© В.В. Аулін, В.М. Каліч, Д.В. Голуб, А.В. Гриньків, 2015

В.В. Аулін, проф., д-р техн. наук, В.М. Калич, проф., канд. техн. наук, А.В. Грыньків, асп. Д.В. Голуб, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Прогнозирование остаточного ресурса агрегатов и систем транспортных средств сельскохозяйственного производства за их техническим состоянием

В статье проанализированы математические модели прогнозирования ресурса агрегатов и систем и транспортного средства в целом различных авторов, работавших в направлении усовершенствования различных стратегий технической эксплуатации транспортных средств. Дана математическая модель определения вероятности нахождения агрегата, систем и транспортного средства в целом, в работоспособном состоянии на основе интенсивности отказов и восстановления агрегатов и систем транспортного средства. Предложено уточнение расчета коэффициента технической готовности и использования парка машин.

ресурс, исследования износа, прогноз, наработка, значения параметра

Постановка проблеми. Для повного використання ресурсу транспортних засобів (ТЗ) та оптимального визначення терміну експлуатації їх у сільськогосподарському виробництві (СГВ) до наступного технічного обслуговування (ТО) або ремонту (Р) необхідно розробити методи прогнозування, що ґрунтуються на результатах вимірювання раціональної кількості діагностичних параметрів та вносять необхідну інформацію про технічний стан базових агрегатів, систем та ресурсовизначальних спряжень деталей. Найбільш зручно для цього використовувати дані діагностики, які проводяться при ТО-2 та при діагностуванні (Д-1, Д-2). Точність прогнозування технічного стану залежить від рівня відповідності теоретичних та розрахункових залежностей дійсним умовам та режимам роботи ТЗ, закономірностям зношування спряжень деталей та точності виміру відповідних діагностичних параметрів, що використовуються в якості вихідних.

Необхідно також обґрунтовано підібрати або розробити математичний апарат для розрахунку зміни структурних та діагностичних параметрів агрегатів і систем ТЗ, на основі яких можливо дати прогноз зміни технічного стану ТЗ, щоб запобігти технічних несправностей та відмов.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогодні застосовуються конструктивні, технологічні та експлуатаційні методи підвищення надійності ТЗ. Серед експлуатаційних методів на увагу заслуговують методи технічної діагностики (в області технічного обслуговування). В той час остаточно не розроблені методи прогнозування стану машин з оптимізацією експлуатаційних показників. В даному напрямку розробляється теорія прогнозування, в якій розглядаються плани визначення стану технічних систем ТЗ з виявленням можливості оптимізації пробігів між ТО та вибору стратегій ТО і Р. Реалізацію прогнозування залишкових ресурсів різних агрегатів ТЗ розглянуто в роботах Міхліна В.М. [1], Кірси В.І. [2], Татарковського І.Б. [3], Лабурова В.Г., Авдонькіна Ф.Н. [4], Ждановського Н.С. [5], Черновола М.І., Ауліна В.В. [6], але недостатньо обґрунтовано прогнозування та визначення залишкового ресурсу агрегатів та систем транспортних засобів СГВ за діагностичними параметрами їх технічного стану.

Метою даної роботи є обґрунтування способів прогнозування та визначення залишкового ресурсу агрегатів та систем ТЗ на основі діагностичної інформації про їх технічний стан.

Виклад основного матеріалу. Оскільки процес зміни технічного стану ТЗ має стохастичну природу, то при прогнозуванні залишкового ресурсу наявні два основні підходи його визначення [7, 8]:

- конкретних спряжень деталей агрегату, системи;
- для агрегату, системи та ТЗ в цілому.

В першому випадку по результатам оцінки величини параметру конкретного спряження деталей або елемента проводиться прогнозування залишкового ресурсу ТЗ.

В другому випадку ТО та заміна досліджуваного агрегату та його деталей, визначаються за допомогою допустимих в момент діагнозу значень параметрів технічного стану. Як правило, при діагностуванні оцінюють залишковий ресурс основних елементів агрегатів та систем ТЗ (циліндро-поршневої групи, колінчастого валу двигуна, шестерень та валів агрегатів трансмісії).

В теперішній час математичні основи прогнозування базуються на чисельному аналізі або теорії випадкових функцій [8]. Незважаючи на випадковий характер процесу спрацювання основних спряжень деталей двигуна і трансмісії, зміну діагностичних параметрів можна відобразити деякою функцією від напрацювання й на цій основі прогнозувати їх значення. В зв'язку з цим, відомо декілька способів визначення та прогнозування залишкового ресурсу агрегатів і систем ТЗ. Найбільшого поширення отримали способи прогнозування ресурсу, у яких для апроксимації використовується степенева функція [7,8]:

$$D(L) = D_0 + V_D L^\alpha, \quad (1)$$

де D_0 , $D(L)$ – початкове та поточні значення параметру;

V_D – швидкість (інтенсивність) зміни параметру;

L – пробіг ТЗ з початку експлуатації або термін служби;

α – показник степеня, що визначає характер зміни параметру $D(L)$: при $\alpha=1$ – лінійна залежність (пряма лінія), при $\alpha>1$ – степенева або експоненціальна (опуклістю ввєрх), при $\alpha<1$ – степенева або експоненціальна (опуклістю вниз).

Сепенева функція зміни діагностичного параметру $D(L)$ є достатньо універсальною, коефіцієнти якої мають чіткий фізичний зміст через невелику кількість невідомих коефіцієнтів та широке її використання в теорії прогнозування [6].

Для визначення залишкового ресурсу при використанні зазначеного підходу необхідно знати початкове значення вимірювального параметру, пробіг з початку експлуатації, значення вимірювального параметру в даний момент часу, а також граничне значення даного параметру:

$$t_{зал.} = t \left[\sqrt[\alpha]{\frac{D_{lim} - D_0}{D - D_0}} - 1 \right], \quad (2)$$

де D_0 , D_{lim} , D – початкове, граничне та фактичне значення параметру;

t – термін напрацювання параметру.

Оцінка значень залишкового ресурсу, за формулою (2), свідчить, що вони, як правило, є завищеними в 1,3...1,5 рази. Це можна пояснити значним розсіюванням початкового значення параметру і трудоемкістю вибору значень показника степеня α . Щоб визначити характер зміни кривої параметру, що виражається показником степеня α , необхідне вимірювання зміни параметру стану досліджуваних деталей, спряжень та вузлів декілька разів. При прогнозуванні залишкового ресурсу конкретного елемента пропонується умова, за якою показник степеня α для одного типу елементів відомий завчасно і визначений на основі обробки статистичної, діагностичної інформації та прийнятий постійним для досліджуваних елементів.

Наступним є спосіб, що ґрунтується на врахуванні дійсної закономірності спрацювання та вимірювання конкретних діагностичних параметрів ТЗ в попередньому періоді експлуатації. При цьому пропонується незмінність умов експлуатації ТЗ на прогнозований період. Сутність даного способу полягає в тому, що по трьом значенням параметру (номінальному та двом вимірюваним при діагностуванні) та відомому напрацюванню з початку експлуатації до кожного діагностичного контролю технічного стану, встановлюють характер закономірності спрацювання, що апроксимує його в часі.

Спосіб може бути використаний при наявності двох послідовних діагностичних контролів та відомому напрацюванню з початку експлуатації. Розрахунок залишкового ресурсу проводиться за рівнянням [5]:

$$t_{зал} = t_1 \left(\frac{1}{m}\right)^{1/\alpha} - t_2, \quad (3)$$

де $m = \frac{1-R}{t^\alpha}$ – коефіцієнт пропорційності;

R – коефіцієнт технічного ресурсу, який визначається із співвідношення параметрів $R = \frac{D_{lim} - D}{D_{lim} - D_0}$;

t_1 та t_2 – напрацювання ТЗ від початку експлуатації нового спряження деталей до першого та другого діагностувань;

D_0, D_{lim}, D – початкове, граничне та фактичне значення параметру; α – показник степеня функції напрацювання.

Допустиму зміну параметра при прогнозуванні по середньостатистичному значенні параметру визначають, використовуючи цільову функцію мінімуму питомих витрат, за допомогою якої встановлюють оптимальні допустимі спрацювання деталей [1]:

$$C(D) = \min_{0 \leq D_{dop} \leq D_{lim}} \left\{ \frac{S_B Q(D_{dop})}{t(D_{dop})} + \frac{S_{TO} C[1 - Q(D_{dop})]}{t(D_{dop})} \right\}, \quad (4)$$

де D_{dop} та D_{lim} – допустиме та граничне значення зміни параметру D , які необхідно контролювати при профілактичному обслуговуванні або заміні;

S_B і S_{TO} – середні витрати, пов'язані з відновленням елемента після відмови протягом періоду експлуатації та профілактичною заміною елемента при ТО;

$Q(D_{dop})$ – ймовірність відмови в експлуатації;

$t(D_{dop})$ – середній ресурс елемента, в залежності від напрацювання.

Оптимізацію допустимої величини параметру на основі використання метода прогнозування по середньостатистичному його значенні, коли відсутня інформація про його характер зміни для конкретного елемента в попередньому напрацюванні, проводять за допомогою номограм.

Таратковський И.Б. [3] запропонував логарифмічне рівняння для визначення залишкового ресурсу, отримане на основі досліджень спрацювання циліндро-поршневої групи та підшипників колінчастого валу:

$$t_{зал} = A \lg \frac{D_{lim} + \zeta}{D_0 + \zeta} - t_2, \quad (5)$$

де A та ζ – коефіцієнти, які враховують конкретні умови експлуатації;

t_2 – напрацювання ТЗ від 1-го до 2-го діагностування.

Алгоритмічна залежність для оцінки залишкового ресурсу отримана Ф.М. Авдонькіним [4] у вигляді:

$$t_{зал} = \frac{1}{b} \frac{(D_{lim} - D) + I_{2-3}}{I_{2-3}} - t_3, \quad (6)$$

де $b = \frac{\Delta I_n}{\Delta S}$ – коефіцієнт, що враховує умови експлуатації;

I_{2-3} – інтенсивність спрацювання між 2-м та 3-м діагностуванням;

t_3 – напрацювання транспортного засобу до 3-го діагностування.

М.Л. Брайніним [11] за основу для прогнозування була прийнята наступна модель:

$$D(t) = D_{zni} \frac{t}{T-t}, \quad (7)$$

де $D(t)$ – значення параметру до моменту t ;

t – час експлуатації;

T – константа, що характеризує інтенсивність проектування процесу циклу;

D_{zni} – константа, що характеризує ступінь затухання процесів спрацювання.

Перевагою останньої прогнозної моделі є її універсальність, тобто придатність як для статично, так і для динамічно навантажених спряжень в агрегатах ТЗ. Для рішення задач прогнозування необхідна наявність експериментальних значень контрольованого параметру D , що відповідають напрацюванню та відносяться до конкретної реалізації спрацьовуваного спряження деталей. На основі даної інформації здійснюється розрахунок оптимальних постійних D_{opt} та T_{opt} , після чого відбувається прогноз величини D для заданої тривалості експлуатації або вирішується обернена задача, тобто знаходиться напрацювання, що необхідне для досягнення заданої величини параметру, наприклад, граничного значення.

В даний час рекомендовано застосувати функціональний спосіб визначення ресурсу [8]. Ресурс при цьому визначають за фактичною швидкістю (інтенсивністю) зміни параметру в момент перевірки з урахуванням загальної закономірності його зміни. У загальному випадку ресурс безвідмовної роботи спряжень, деталей механізмів, агрегатів та систем, діагностичні параметри яких змінюються по прямолінійним та криволінійним залежностям з спадною та зростаючою швидкістю зміни параметру, визначається по формулі:

$$t = \frac{D_{lim} - D}{D - D_0} \cdot \frac{t_0}{\alpha} K_D, \quad (8)$$

де D_0 , D_{lim} , D – початкове, граничне та фактичне значення параметра;

t_0 – напрацювання ТЗ з початку експлуатації;

K_D – коефіцієнт запасу величини параметру;

α – показник степеня. Граничні та початкові значення параметру беруться з технічних умов на діагностування ТЗ, а напрацювання з початку експлуатації – з експлуатаційної документації. При цьому коефіцієнт запасу величини параметру приймається:

$K_D=1$ при умові $\alpha \leq 1$, $D_{lim} \geq D_0$;

$K_D=D_0/D_{lim}$ при умові $\alpha > 1$, $D_{lim} > D_0$;

$K_D=(D_0+D_{lim}-D_n)/D_0$ при умові $\alpha > 1$, $D_{lim} < D_0$.

Показник степеня α при прогнозуванні рекомендується приймати рівним середньостатистичному. Основні способи прогнозування залишкового ресурсу агрегатів ТЗ, що отримали найбільше поширення в розробці прогнозних моделей агрегатів, систем ТЗ представлені та зведені до табл. 1.

Залежність 1 (табл. 1) застосовується, коли залишковий ресурс наближено визначається на основі одного діагностування при напрацюванні t та коли ймовірність значення α встановлено завчасно на основі статистичних даних.

Залежності 2 і 3 (табл. 1) враховують умови експлуатації, але в такому випадку на помилку прогнозування впливають помилки двох вимірювань.

В формулах 4 і 5 (табл. 1) прийняті логарифмічні закони для опису процесів зміни параметрів. Рішення даних рівнянь представляє певні труднощі – для визначення постійних A , ζ та b необхідно провести статистичні дослідження зносу деталей, що знаходяться в експлуатації, в результаті якого отримане рівняння буде відповідати для деталей з середньою швидкістю зношування.

Таблиця 1 – Способи прогнозування залишкового ресурсу агрегатів ТЗ

№ п/п	Аналітична залежність для визначення залишкового ресурсу	Автор способу
1	$t_{зал.} = t \left[\sqrt[\alpha]{\frac{D_{lim} - D_0}{D - D_0}} - 1 \right],$	В.М. Міхлін
2	$t_{зал.} = t_1 \left(\frac{1}{m} \right)^{\frac{1}{a}} - t_2$	В.І. Кірса
3	$t_{зал.} = 10^3 \sqrt{(D_{lim} - 16) \cdot 0,112 - 10^3} \sqrt{(D_{lim} - 16) \cdot 0,112}$	В.Г. Лабуров
4	$t_{зал.} = A \lg \frac{D_{lim} + \zeta}{D_0 + \zeta} - t_2$	І.Б. Татарковський
5	$t_{зал.} = \frac{1}{b} \ln \frac{(D_{lim} - D) + I_{2-3}}{I_{2-3}} - t_3$	Ф.М. Авдонькін
6	$t_{зал.} = \frac{\Delta S_{сп}}{U}; \Delta S_{сп} = S_{сп} - S_{поч}$	Я.Л. Енсон
7	$t_{зал.} = (D_{lim} - D_2) \frac{D_2 - D_1}{t_2 - t_1}$	Н.С.Ждановський

Джерела: розроблено автором з використанням джерел [1-11]

За допомогою марківської моделі можливо визначити ймовірність знаходження агрегату, системи ТЗ у певному стані технічної експлуатації та розрахувати коефіцієнти технічної готовності та технічного використання, а також отримати вирази залишкового ресурсу після певних технічних дій. В кожному технічному стані агрегат може знаходитися з певною ймовірністю:

- P_o – ймовірність знаходження агрегату ТЗ у початковому стані;
- P_p – ймовірність знаходження агрегату ТЗ у робочому стані;
- $P_{ТО-1}$ – ймовірність необхідності проведення ТО-1;
- $P_{ТО-2}$ – ймовірність необхідності проведення ТО-2;
- $P_{ПР}$ – ймовірність необхідності проведення поточного ремонту (ПР);
- $P_{КР}$ – ймовірність необхідності проведення капітального ремонту (КР);
- $P_{зб}$ – ймовірність забезпечення працездатного стану при збереженні;
- P_n – ймовірність знаходження в працездатному стані при простой.

Потік ймовірностей станів у агрегаті, системи ТЗ дорівнює добутку інтенсивності потоку відмов та відновлення на ймовірність стану: $P_i \lambda_i$ та $P_i \mu_i$.

При неусталеному процесі зміни технічного стану агрегату, системи ТЗ, ймовірнісні характеристики стадій їх життєвого циклу залежать від напрацювання, а інтенсивності вхідних і вихідних потоків корелюють між собою з урахуванням ймовірності знаходження агрегату, системи в конкретній стадії експлуатації.

При цьому зміни і переходи технічних станів можна описати, використовуючи розмічений граф стану агрегату, системи, ТЗ в цілому наступними диференціальними рівняннями на різних стадіях життєвого циклу:

$$\frac{dP_o(L)}{dL} = P_o(L)\mu_o; \quad (9)$$

$$\frac{dP_{обк}(L)}{dL} = P_p(L)\mu_{обк} - P_{обк}(L)\lambda_{обк}; \quad (10)$$

$$\frac{dP_{ТО-1}(L)}{dL} = P_p(L)\mu_{ТО-1} - P_{ТО-1}(L)\lambda_{ТО-1}; \quad (11)$$

$$\frac{dP_{ТО-2}(L)}{dL} = P_p(L)\mu_{ТО-2} - P_{ТО-2}(L)\lambda_{ТО-2}; \quad (12)$$

$$\frac{dP_{зб}(L)}{dL} = P_p(L)\mu_{зб} - P_{зб}(L)\lambda_{зб}; \quad (13)$$

$$\frac{dP_n(L)}{dL} = P_p(L)\mu_n - P_n(L)\lambda_n; \quad (14)$$

$$\frac{dP_{ПП}(L)}{dL} = P_p(L)\mu_{ПП} - P_{ПП}(L)\lambda_{ПП}; \quad (15)$$

$$\frac{dP_{КР}(L)}{dL} = P_p(L)\mu_{КР} + P_{обк}(L)\mu_{обк} - P_{обк}(L)\lambda_{обк}. \quad (16)$$

Використовуючи пакети прикладних програм на ПК, початкові та граничні умови, базу експериментальних даних за системою диференціальних рівнянь (9-16) оцінити ймовірність певних технічних дій для покращення технічного стану, а також отримати диференціальне рівняння ймовірності знаходження агрегату, системи і ТЗ в цілому в справному стані:

$$\begin{aligned} \frac{dP_p(L)}{dL} = & P_p(L)\mu_o + P_{обк}(L)\mu_{обк} + P_{КР}(L)(\mu_{КР} - \lambda_{КР}) + P_{ПП}(L)(\mu_{ПП} - \lambda_{ПП}) + \\ & + P_{ТО-1}(L)(\mu_{ТО-1} - \lambda_{ТО-1}) + P_{ТО-2}(L)(\mu_{ТО-2} - \lambda_{ТО-2}) + P_{зб}(L)(\mu_{зб} - \lambda_{зб}) + P_n(L)(\mu_n - \lambda_n). \end{aligned} \quad (17)$$

Розв'язуючи це рівняння, отримуємо:

$$\begin{aligned} P_p = & \frac{P_o\mu_o^2 L_o - P_{обк} L_{обк} (\mu_{обк} \lambda_{обк} - \mu_{кр} \lambda_{обк} + \lambda_{обк} \lambda_{кр} + \mu_{кр} - \lambda_{кр}) -}{2 L_p - \mu_{обк}^2 L_{обк} - \mu_{кр} L_{кр} (\mu_{кр} - \lambda_{кр}) -} \\ & - \frac{P_{np} \lambda_{np} L_{np} (\mu_{np} - \lambda_{np}) - P_{ТО-1} \lambda_{ТО-1} L_{ТО-1} (\mu_{ТО-1} - \lambda_{ТО-1}) -}{- \mu_{np} L_{np} (\mu_{np} - \lambda_{np}) - \mu_{ТО-1} L_p (\mu_{ТО-1} - \lambda_{ТО-1}) -} \\ & - \frac{P_{ТО-2} \lambda_{ТО-2} L_{ТО-2} (\mu_{ТО-2} - \lambda_{ТО-2})}{- \mu_{ТО-2} L_p (\mu_{ТО-2} - \lambda_{ТО-2}) - \mu_{ТО-3} L_p (\mu_{ТО-3} - \lambda_{ТО-3}) -} \\ & - \frac{P_{зб} \lambda_{зб} L_{зб} (\mu_{зб} - \lambda_{зб}) - P_n \lambda_n L_n (\mu_n - \lambda_n)}{- \mu_{зб} L_p (\mu_{зб} - \lambda_{зб}) - \mu_n L_p (\mu_n - \lambda_n)}. \end{aligned} \quad (18)$$

Використовуючи вирази для оцінки ймовірностей технічних станів агрегатів, систем і ТЗ в цілому, після певних технічних дій, враховуючи відповідні інтенсивності відмов λ і відновлювань μ можна отримати вирази для залишкових ресурсів:

- до КР:

$$\overline{L_p} = \frac{\sum P_{кр_i} m_i}{(P_p \mu_{кр} + P_{обк} (\mu_{обк} - \lambda_{обк})) \sum k_i}; \quad (19)$$

- після проведення ТО-1 до КР:

$$\overline{L_{ТО-1}} = \frac{\sum P_{ТО-1_i} m_i}{(P_p \mu_{ТО-1} - P_{ТО-1} \lambda_{ТО-1}) \sum k_i}; \quad (20)$$

- після проведення ТО-2 до КР:

$$\overline{L}_{TO-2} = \frac{\sum P_{TO-2i} m_i}{(P_p \mu_{TO-2} - P_{TO-2} \lambda_{TO-2}) \sum k_i}; \quad (21)$$

- після проведення ПР до КР:

$$\overline{L}_{ПР} = \frac{\sum P_{np_i} m_i}{(P_p \mu_{np} - P_{np} \lambda_{np}) \sum k_i}. \quad (22)$$

Знаючи імовірність знаходження агрегатів, системи ТЗ в цілому у робочому стані, можна уточнити коефіцієнти технічної готовності та використання парку машин:

$$K_{\Gamma} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{p_i} \cdot m_i}{m_{заг}}; \quad (23)$$

$$K_{ТВ} = K_{\Gamma} - \sum P_{TO-1}^i m_{TO-1} - \sum P_{TO-2}^i m_{TO-2} - \sum P_{ПР}^i m_{ПР}, \quad (24)$$

де m – кількість одиниць техніки у справному стані;

m_{TO-1} – кількість одиниць техніки у справному стані після проведення операцій ТО-1;

m_{TO-2} – кількість одиниць техніки у справному стані після проведення операцій ТО-2;

$m_{ПР}$ – кількість одиниць техніки у справному стані після проведення технологічних операцій ПР;

i – відповідна одиниця техніки;

$m_{заг}$ – загальна кількість одиниць техніки.

Висновки.

1. Визначено зв'язок між діагностичними параметрами та залишковим ресурсом агрегатів та систем ТЗ, а також діагностичними параметрами та пробігом.

2. Дано аналіз основних способів оцінки залишкових ресурсів за виразами, запропонованими іншими авторами.

3. Наведено модель зв'язку безвідмовної роботи від пробігу на різних стадіях життєвого циклу агрегатів, систем та ТЗ в цілому.

4. Отримано узагальнене диференціальне рівняння ймовірності знаходження ТЗ у працездатному стані та дано його розв'язок.

5. Отримано вирази для залишкових ресурсів на різних стадіях життєвого циклу агрегатів, систем і ТЗ в цілому та при певних технічних діях.

6. Враховано ймовірності знаходження агрегатів, систем, ТЗ в цілому в працездатному стані, при оцінці коефіцієнтів технічної готовності та використання парку машин.

Список літератури

1. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин: монография [Текст] / Владимир Матвеевич Михлин – М.: Колос, 1976. – 254 с.
2. Кирса В.И. Прогнозирование технического состояния машин: монография [Текст] / Владимир Иванович Кирса. – К.: Урожай, 1988. – 72 с.
3. Таратковский И.Б. Опыт статистического исследования процесса изнашивания деталей машин [Текст] / И.Б. Таратковский // Вестник машиностроения. – 1964. – № 6. – С. 54–62.
4. Авдонькин Ф.Н. Повышение срока службы автомобильных двигателей монография [Текст] / Фёдор Николаевич Авдонькин. - Саратов.: Приволжское книжное издательство, 1969. - 203 с.
5. Н.С.Ждановский Надежность и долговечность автотракторных двигателей монография [Текст] / Ждановский Н.С., Николаенко А.В. 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. отделение, 1981. – 295 с.

6. Черновол М.І. Надійність сільськогосподарської техніки: Підручник. Друге видання, перероблене і доповнене [Текст] / М.І.Черновол, В.Ю.Черкун, В.В.Аулін та інш., за заг. ред. М.І.Черновола. – Кіровоград: КОД, 2010 – 320с.
7. Гаскаров Д.В. Прогнозирование технического состояния и надежности радиоэлектронной аппаратуры [Текст] / Д.В. Гаскаров, Т.А. Голинкевич, А.В. Мозголевский – М.: Сов. Радио, 1974. – 157 с.
8. Говорушенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей: монография [Текст] / Н.Я. Говорушенко – М.: Транспорт, 1970. – 297 с.
9. Дидманидзе О.Н. Прогнозирование параметрической надежности двигателей автотранспортных средств в нормальном и специальном эксплуатационных режимах [Текст] / О.Н. Дидманидзе, Д.В. Варнаков// Международный технико-экономический журнал. – 2013. – №3. – С. 94–98.
10. Блауберг И.В. Становление и сущность системного подхода: [Текст] / И.В. Блауберг, Э.Г. Юдин – М.: Наука, 1973. – 272 с.
11. Брайнин М.Л. Разработка и исследование метода прогнозирования постепенных отказов на примере сопряжений цилиндр - поршневое кольцо ДВС: [Текст] / М.Л. Брайнин – М.: Труды МАДИ, 1973. – 165 с.

Viktor Aulin, Prof., DSc., Viktor Kalich, Prof., PhD tech. sci., Andriy Grinkiv, post-graduate, Dmitry Golub, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad national technical university, Kirovograd, Ukraine

Forecasting the residual life of components and vehicles agriculture for their technical state

In this article the opportunity to go to the adaptive maintenance strategy, which involves forecasting resource units and vehicles. Defining resource based on diagnostic information of special importance different parameters. The aim is to study and determine remaining resources units and vehicle-based diagnostic information.

The first task of which was decided in the article is the analysis methods of forecasting technical condition of units and vehicles. Based on the analysis it was established possibility of determining the residual life of components and vehicles. The models is uptime due run at different stages of the life cycle.

Retrieved generalized differential equation of the probability of working condition and given its solution. The expressions for the remaining resources in the different stages of the life cycle of machines, systems and TK in general and with specific technical actions. Included by the probability of the units, systems, vehicle generally operable, when assessing the technical readiness coefficient park and use machines.

resources, exploration of wear, prediction, operating time, importance of parameter

Одержано 12.11.15

УДК 631.331.85

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук, П.С. Попик, здобувач, О.О. Банний, канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна,
sasha_bannyi@mail.ru

Вплив розрідження на ймовірність появи пропусків та двійників при дозуванні насіння пневмомеханічним висівним апаратом

В статті представлено результати експериментальних досліджень по встановленню впливу ступеня розрідження у вакуумній камері на появу пропусків та двійників при висіві насіння пневмомеханічним висівним апаратом, оснащеним комірками з направленим вектором дії.

насінина, ступінь розрідження, пропуск, двійник, пневмомеханічний апарат, комірка направленої дії

© А.І. Бойко, П.С. Попик, О.О. Банний, 2015

6. Черновол М.І. Надійність сільськогосподарської техніки: Підручник. Друге видання, перероблене і доповнене [Текст] / М.І.Черновол, В.Ю.Черкун, В.В.Аулін та інш., за заг. ред. М.І.Черновола. – Кіровоград: КОД, 2010 – 320с.
7. Гаскаров Д.В. Прогнозирование технического состояния и надежности радиоэлектронной аппаратуры [Текст] / Д.В. Гаскаров, Т.А. Голинкевич, А.В. Мозголевский – М.: Сов. Радио, 1974. – 157 с.
8. Говорушенко Н.Я. Диагностика технического состояния автомобилей: монография [Текст] / Н.Я. Говорушенко – М.: Транспорт, 1970. – 297 с.
9. Дидманидзе О.Н. Прогнозирование параметрической надежности двигателей автотранспортных средств в нормальном и специальном эксплуатационных режимах [Текст] / О.Н. Дидманидзе, Д.В. Варнаков// Международный технико-экономический журнал. – 2013. – №3. – С. 94–98.
10. Блауберг И.В. Становление и сущность системного подхода: [Текст] / И.В. Блауберг, Э.Г. Юдин – М.: Наука, 1973. – 272 с.
11. Брайнин М.Л. Разработка и исследование метода прогнозирования постепенных отказов на примере сопряжений цилиндр - поршневое кольцо ДВС: [Текст] / М.Л. Брайнин – М.: Труды МАДИ, 1973. – 165 с.

Viktor Aulin, Prof., DSc., Viktor Kalich, Prof., PhD tech. sci., Andriy Grinkiv, post-graduate, Dmitry Golub, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad national technical university, Kirovograd, Ukraine

Forecasting the residual life of components and vehicles agriculture for their technical state

In this article the opportunity to go to the adaptive maintenance strategy, which involves forecasting resource units and vehicles. Defining resource based on diagnostic information of special importance different parameters. The aim is to study and determine remaining resources units and vehicle-based diagnostic information.

The first task of which was decided in the article is the analysis methods of forecasting technical condition of units and vehicles. Based on the analysis it was established possibility of determining the residual life of components and vehicles. The models is uptime due run at different stages of the life cycle.

Retrieved generalized differential equation of the probability of working condition and given its solution. The expressions for the remaining resources in the different stages of the life cycle of machines, systems and TK in general and with specific technical actions. Included by the probability of the units, systems, vehicle generally operable, when assessing the technical readiness coefficient park and use machines.

resources, exploration of wear, prediction, operating time, importance of parameter

Одержано 12.11.15

УДК 631.331.85

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук, П.С. Попик, здобувач, О.О. Банний, канд. техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України, м.Київ, Україна,
sasha_bannyi@mail.ru

Вплив розрідження на ймовірність появи пропусків та двійників при дозуванні насіння пневмомеханічним висівним апаратом

В статті представлено результати експериментальних досліджень по встановленню впливу ступеня розрідження у вакуумній камері на появу пропусків та двійників при висіві насіння пневмомеханічним висівним апаратом, оснащеним комірками з направленим вектором дії.

насінина, ступінь розрідження, пропуск, двійник, пневмомеханічний апарат, комірка направленої дії

© А.І. Бойко, П.С. Попик, О.О. Банний, 2015

А.И. Бойко, проф., д-р техн. наук, П.С. Попик, соискатель, А.А. Банний, канд. техн. наук
Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина
Влияние разрежения на вероятность появления пропусков и двойников при дозировании семян пневмомеханическим высевальным аппаратом

В статье представлены результаты экспериментальных исследований по установлению влияния степени разрежения в вакуумной камере на появление пропусков и двойников при посеве семян пневмомеханическим высевальным аппаратом, оснащенным ячейками с направленным вектором действия. **семя, степень разрежения, пропуск, двойник, пневмомеханический аппарат, ячейка направленного действия**

Постановка проблеми. Дозування насінин є основним процесом в роботі висівних апаратів. Особливе значення якість дозування набуває для точного висіву насінин апаратами пневмомеханічного типу. В роботі таких апаратів можуть проявлятися три основних недоліки: пропуски при формуванні однозернового потоку, наявність двійників (одночасний висів декількох насінин) і травмування окремих насінин. Травмування насінин для пневмомеханічних апаратів нехарактерно, тому цим недоліком в даному дослідженні можна знехтувати.

У роботі пневмомеханічних апаратів пропуски обумовлені конструктивними особливостями самих апаратів і режимами їх експлуатації. Суттєвим фактором, що впливає на пропуски є ступінь розрідження у вакуумній камері. Так як, від ступеня розрідження залежить присмоктуюча сила, то і ефективність захвату насінин також залежить від величини вакууму.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Попередніми дослідженнями роботи пневмомеханічних висівних апаратів встановлені основні закономірності впливу розрідження на якість формування однозернового потоку при точній сівбі [1, 2]. Встановлено, що якість формування однозернового потоку залежить від конструктивних особливостей самого апарата і геометричних форм присмоктуючої комірки. Особливий науковий інтерес визиває конструкція апарата з додатковим дублюючим дозатором, що самоліквідує недоліки в роботі у вигляді пропусків і двійників [3, 4]. Ще одним перспективним напрямком для підвищення технологічної надійності в роботі пневмомеханічних апаратів є розширення часу взаємодії комірки з насінною шляхом створення направленої силової взаємодії між ними [5].

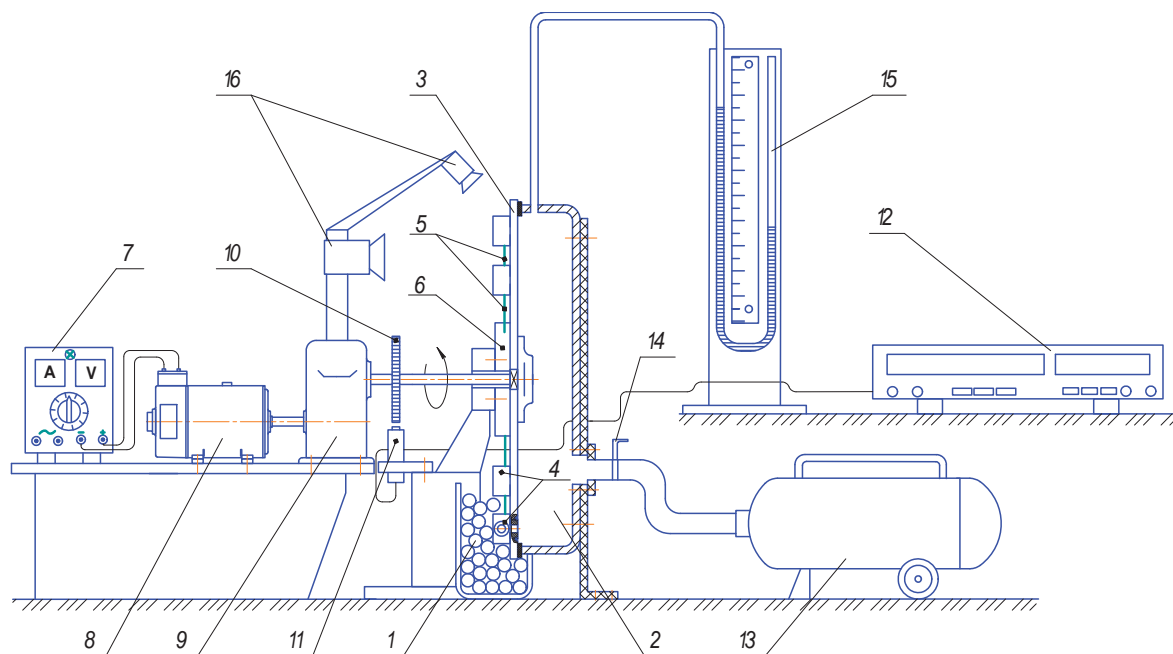
Одною з основних причин збоїв в роботі традиційних пневмомеханічних апаратів з дисковим дозатором і комірками у вигляді отворів є неспівпадання вектора швидкості з вектором сили присмоктування насінин. В результаті цього час присмоктування зводиться до мінімального, що знижує ефективність відокремлення окремих насінин від загальної їх маси. Принципово змінити процес захвату насінин можливо шляхом створення апарата, в якому час взаємодії дозуючого елемента із насінною, що захвачується, був би збільшений. Це реалізується, за рахунок того, що вектор швидкості відносного руху дозуючого елемента (комірки) і вектор присмоктуючої сили, будуть співпадати за напрямком.

Постановка завдання. Дослідити вплив ступеня розрідження у вакуумній камері на появу пропусків та двійників при дозуванні насіння пневмомеханічним апаратом з дозатором направленої дії.

Виклад основного матеріалу. В основу розробки експериментальної установки покладено принцип дозування насінин з організацією регулярного однозернового потоку при забезпеченні виконання всіх фаз робочого циклу. Дозуючий елемент дослідного апарата представляє собою рухомий вертикальний диск з периферійно розташованими поворотними комірками. Експерименти проведені з насінням основних технічних культур: сої, кукурудзи, цукрових буряків і соняшника. Змінними параметрами у

дослідженні виступають ступінь розрідження у вакуумній камері $P=1...5$ кПа і швидкість переміщення дозуючого елемента відносно маси насіннєвого матеріалу у насіннєвій камері $V=0,2...0,6$ м/с.

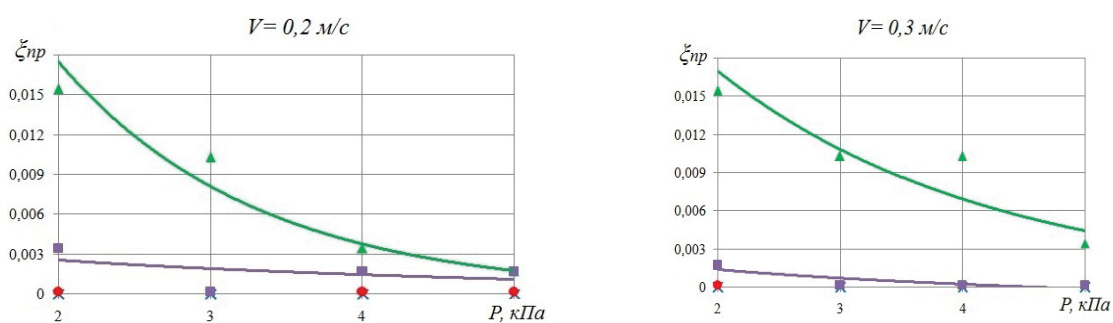
Схема експериментальної установки представлена на рис. 1.



- 1 – насіннева камера; 2 – вакуумна камера; 3 – дозуючий диск; 4 – поворотна присмоктуюча комірка;
 5 – важіль; 6 – нерухомий копір; 7 – блок управління приводом ВСА-5А-К; 8 – електродвигун МВ - 42;
 9 – редуктор приводу; 10 – диск синхронізації; 11 – індуктивний датчик обертів; 12 - частотомір Ф5035;
 13 – пиросос; 14 – регулятор розрідження; 15 – рідинний вакууметр; 16 – відеокамери

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки НТС-4 для дослідження точності висіву

Залежності впливу ступеня розрідження на пропуски представлені графічно на (рис. 2).



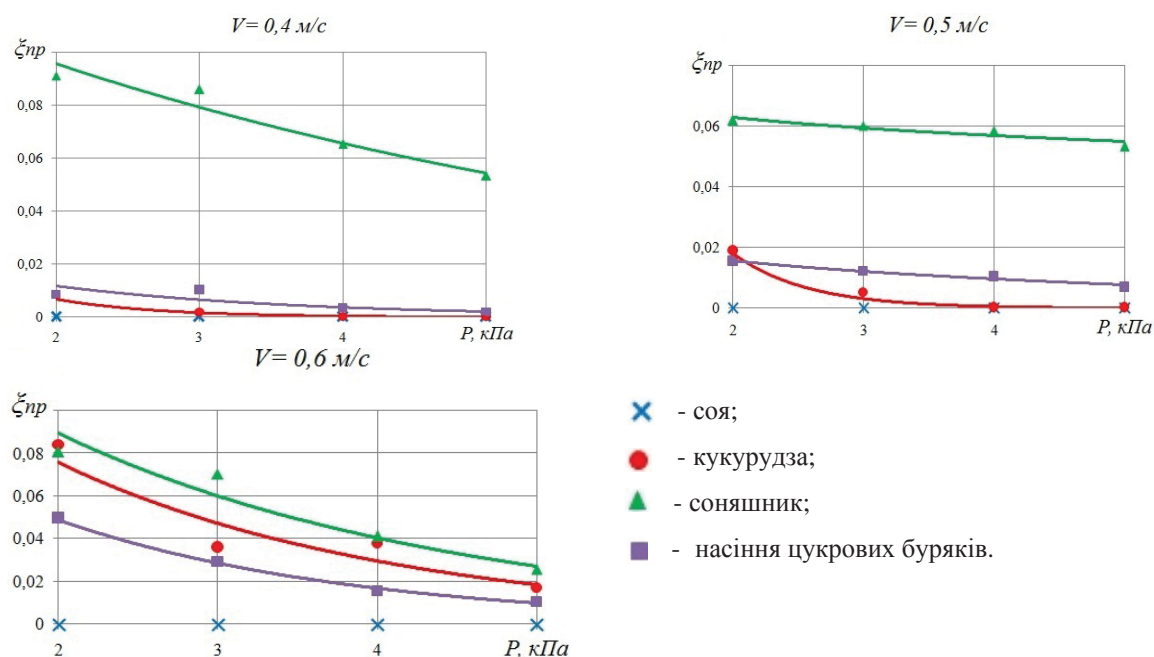


Рисунок 2 – Залежність ймовірності пропусків від розрідження у вакуумній камері
Джерело: розроблено автором

Як видно з графіків для всіх культур і швидкостей переміщення ($V=0,2\dots0,6$ м/с) характерні спадаючі залежності, що вказують на зменшення ймовірності пропусків при збільшенні ступеня розрідження.

Найбільше цей зв'язок проявляється для насінин соняшника, особливо на невеликій швидкості руху дозуючого елемента, рівній $V=0,2$ м/с. Для інших культур цей перепад значно менший по величині і поступово знижується по мірі збільшення ступеня розрідження. Таким чином встановлено, що приріст розрідження зменшує різницю у ймовірностях пропусків між насінинами різних культур. Враховуючи, що насінини мають різну форму і стан поверхні, в результаті чого по різному забезпечується щільність спряжень з коміркою, можна стверджувати, що приріст розрідження в деякій мірі компенсує при дозуванні різноманітність форми насінин.

Відмічається відсутність пропусків для сої на низьких швидкостях руху $V < 0,4$ м/с і тільки при швидкості $V > 0,4$ м/с при виключеному розрідженні з'являються окремі рідкі пропуски. Фізично пояснити це можна тим, що насінини сої, як ніякі інші з досліджених, близькі по формі до сферичних. Вони легко захоплюються і ефективно утримуються коміркою конічної форми.

Протилежно ведуть себе насінини соняшника. Для них ймовірність появи пропусків у всьому інтервалі зміни швидкостей, найбільша серед досліджених культур. Так на швидкості $V=0,4$ м/с ймовірність пропусків для соняшника досягає $\xi_{пр} \sim 0,1$ в той час як для інших культур вона на порядок менша. Це вказує на те, що крім форми насіння важливу роль в присмоктуванні і транспортуванні відіграє щільність матеріалу (маса насінини), яка впливає на розподіл зусиль при захваті її коміркою.

Як відмічалось вище, другим негативним фактором у роботі пневмомеханічних апаратів є утворення двійників, тобто одночасного присмоктування до комірки двох і більше насінин. Це впливає на якість виконання технологічного процесу і приводить до висіву в гніздо декількох насінин.

Вплив розрідження на утворення двійників показано на рис. 3.

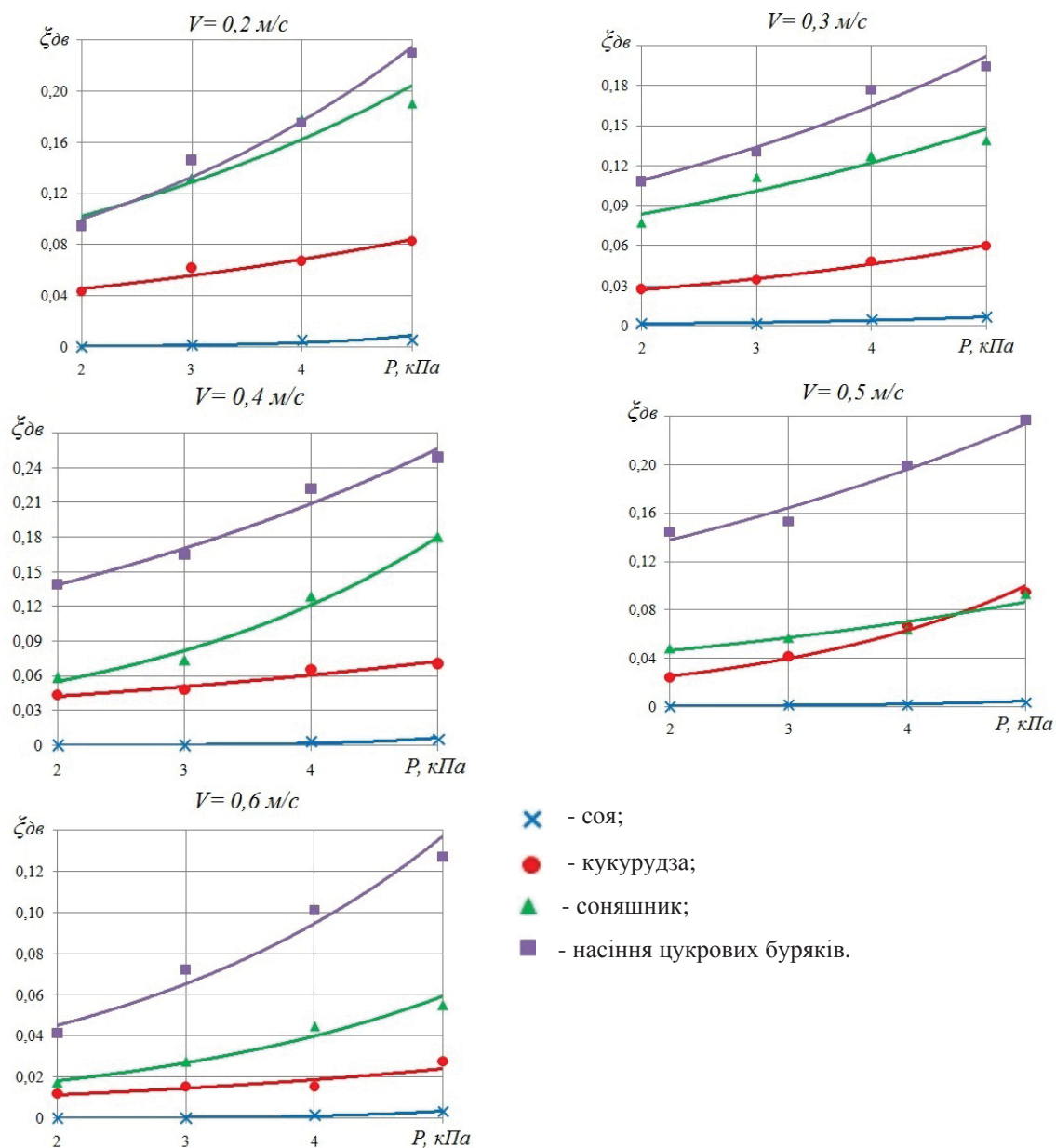


Рисунок 3 – Залежність ймовірності появи двійників від ступеня розрідження у вакуумній камері
Джерело: розроблено автором

Як видно з графіків, вони мають протилежну залежність в порівнянні з ймовірностями пропусків. Тобто, при збільшенні розрідження ймовірності появи двійників теж збільшуються. Причому, дана закономірність характерна для всіх культур. Залежності мають нелінійний характер з поступовим нарощуванням ймовірності двійників при підвищенні розрідження.

Найменший вплив розрідження на утворення двійників спостерігається для насіння сої. На всіх досліджених швидкостях від $V=0,2$ м/с до $V=0,6$ м/с ймовірність двійників для сої знаходиться близько нульового значення, незначно збільшуючись по мірі росту розрідження.

Найбільші значення ймовірностей двійників отримані для насіння цукрових буряків. Причому, насіння цієї культури схильні до утворення двійників у всьому інтервалі досліджених швидкостей.

Порівнюючи ймовірності появи двійників між соєю і буряком на швидкості $V=0,4\dots0,5$ м/с стає очевидним, що ймовірність появи для двійників насіння буряків на порядок вище. Це ще раз підкреслює важливість врахування впливу форми і стану поверхонь насінин на ефективність їх відокремлення із загальної маси при формуванні однозернового потоку.

Висновки. 1. Встановлено, що в інтервалі робочих швидкостей ($V=0,2\dots0,6$ м/с) збільшення розрідження знижує ймовірність пропусків в декілька разів.

2. Підвищення розрідження сприяє формуванню двійників, кількість яких залежить також від форми насінин і щільності прилягання їх до комірки.

Список літератури

1. Амосов В.В. Обґрунтування параметрів універсального висівного апарата для просапних культур: автореф. дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / В.В. Амосов – Кіровоград, 2007 -19 с.
2. Свірень М.О. Науково-технологічні основи підвищення ефективності роботи висівних апаратів посівних машин: автореф. дис. на здоб. наук. ступеня д-ра техн. наук: 05.05.11 «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва»/ М. О. Свірень - Кіровоград, 2012. - 36 с.
3. Бойко А.І. Дослідження впливу додаткового дозатора на точність висіву пневмомеханічним апаратом [Текст] / А.І. Бойко, О.О. Банний // Промислова гідроліка і пневматика.– 2012.– № 3(37).– С. 84–86.
4. Банний О.О. Удосконалення конструкції і підвищення технологічної надійності пневмомеханічного висівного апарату з резервним дозатором для точного посіву просапних культур: дис. на здоб. наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11. «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / О.О. Банний – Кіровоград, 2013.
5. Патент на корисну модель № 90890 Україна, МПК А01С 7/04, А01С 17/00, А01С 19/00. Пневмомеханічний висівний апарат з поворотною коміркою висівного диска [Текст] / А.І.Бойко, П.С. Попик, О.О. Банний // - № u 2014 00807; Заяв. 29.01.2014; Опубл. 10.06.2014, Бюл. № 11.

Anatoliy Wojko, Prof., DSc., Pavlo Popyk, applicant, Oleksandr Bannyi, PhD tech. sci.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

The impact on the likelihood of liquefaction omissions and doubles when dosing pneumomechanical seed sowing device

The aim is research of influence of the degree of liquefaction in a vacuum chamber to the emergence of omissions and doubles when dosing device with pneumomechanical seed doser directed action.

Found that in the range of operating speeds ($V = 0,2\dots0,6$ m/s) reduces the likelihood of increase in liquefaction omissions several times. This indicates that apart forms seeds an important role in suction and transportation plays density material (seed weight) which affects the distribution effort in delighted her cell. Increased liquefaction contributes to the formation doubles, the number of which depends also on the shape of and density of seeds fit them to the cell. When increasing liquefaction increases probability of occurrence of doubles. At that, this dependencies is typical to all cultures. Dependencies are nonlinear character with the gradual increase of the likelihood doubles at rising liquefaction.

seed, the degree of liquefaction of, omission, double, pneumomechanical device, directed action cell

Одержано 25.10.15

УДК 631.333

А.С. Кобець, д-р з держ. упр., канд. техн. наук, М. М. Науменко, канд. техн. наук, Н.О.Пономаренко, канд. техн. наук

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпропетровськ, Україна, panagieva@yandex.ua

Обґрунтування конструктивних параметрів робочого органа розкидача мінеральних добрив

Розроблено технологічні параметри машин для внесення мінеральних добрив відцентрового типу.

З'ясована одна з можливих причин нерівномірності розсівання добрив розкидачами відцентрового типу. Виведені спрощені для інженерного застосування формули, що дають можливість обґрунтувати конструкцію дискового розкидача добрив, який гарантовано покращує розсівання. Створено технічні засоби, а саме відцентрові диски з живильником, які впроваджені в серійне виробництво.

внесення добрив, мінеральні добрива, якість розподілення, продуктивність машин, параметри розкидачів

А.С. Кобец, д-р гос. упр., канд. техн. наук, Н.Н. Науменко, канд. техн. наук, Н.А. Пономаренко, канд. техн. наук

Днепропетровский аграрно-экономический университет, г.Днепропетровск, Украина

Обоснование конструктивных параметров рабочего органа разбрасывателя минеральных удобрений

Разработаны технологические параметры машин для внесения минеральных удобрений центробежного типа.

Выяснена одна из возможных причин неравномерности посева удобрений разбрасывателями центробежного типа. Выведены упрощенные для инженерного применения формулы, которые дают возможность обосновывать конструкцию дискового разбрасывателя удобрений, что гарантированно улучшает рассеивание. Разработаны технические средства, а именно разбрасывающие диски с питателем, которые внедрены в серийное производство.

внесение удобрений, минеральные удобрения, качество распределения, производительность машин, параметры разбрасывателей

Постановка проблеми. Нерівномірність розподілу поживних речовин по поверхні поля впливає на врожайність сільськогосподарських культур. Розвиток машин для внесення добрив повинен бути спрямований, у першу чергу, в напрямку підвищення ефективності застосування добрив шляхом поліпшення якості їх розподілу по поверхні поля. Понад 90 % сучасних машин для внесення добрив обладнують відцентровими розсіювальними робочими органами, які успішно вносять гранульовані та дрібнокристалічні добрива і хімеліоранти. Машини для внесення мінеральних добрив повинні досить точно (рівномірно) їх вносити. Так, нерівномірність по ширині захвату у машин вітчизняного виробництва досягає 60-80 %, що призводить до зниження ефективності застосування добрив. Таким чином, обґрунтування конструкції та параметрів відцентрового робочого органу машини для внесення мінеральних добрив є актуальною задачею [1–5].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В результаті огляду літературних джерел встановлено, що нерівномірне внесення мінеральних добрив та вапна призводить до суттєвих втрат врожаю та погіршення його якості [1-5]. До негативних наслідків слід також віднести забруднення навколишнього середовища.

Основними недоліками відцентрових машин для внесення мінеральних добрив є:

- висока нерівномірність розподілу зпоширині захвату;
- перерозподіл по фракціях в межах ширини захвату;
- відсутність стабільності ширини захвату.

Проблема нерівномірності внесення мінеральних добрив актуальна не тільки для України, а і для всього світу. Справа в тому, що технологічно зробити абсолютно однакові гранули дорого. Тому виробники допускають діапазон 1...5 мм в діаметрі. Більше 5 мм – гранули досить крихкі і до того ж при їх падінні доза мінеральних речовин буде надмірно велика. Гранули менші за 1 мм різко різняться за аеродинамічними властивостями. Світові виробники постійно знаходяться в пошуку перспективних рішень по відцентровим розкидачам, оскільки дисковий розкидач найбільш вигідний з точки зору продуктивності та якісних показників.

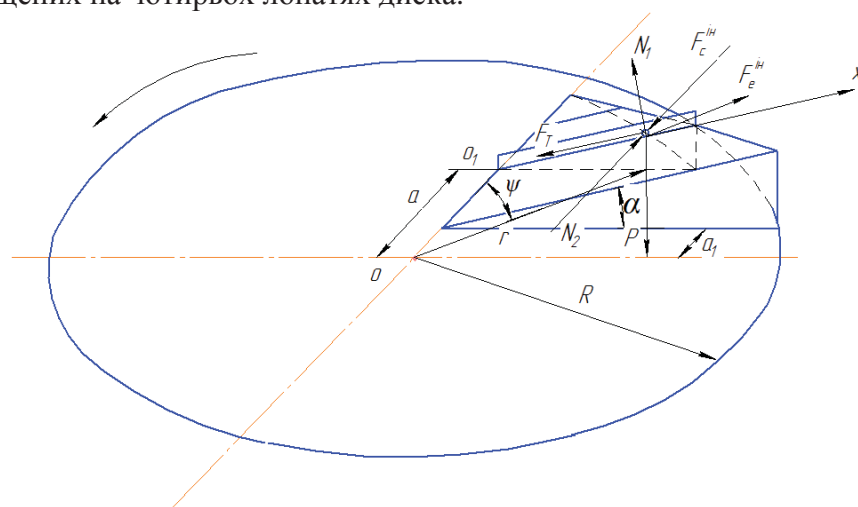
Наведені конструктивні рішення [1-5, 7] не виконують агротехнічної вимоги по нерівномірності внесення до 15 %, реально отримують більше 25 %.

Незважаючи на фундаментальні дослідження Адамчука В.В. [7] в теорії взаємодії гранули з диском та числені удосконалення конструкції робочого органа, рівномірність розсіву мінеральних добрив, яку забезпечують існуючі розкидачі, бажає бути кращою [1]. Сметнев С.Д. особливу увагу приділив робочому органу відцентрового типу з закріпленими обертовими елементами [2], проте дана розробка складна у виготовленні. За мету було поставлено створення диска, здатного забезпечити технологічно-достатню рівномірність при розкиданні добрив.

Постановка завдання. Метою дослідження є підвищення показників якості внесення мінеральних добрив шляхом застосування вдосконаленого відцентрового розкидача мінеральних добрив.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити математичну модель взаємодії гранули і лопатки диска з метою дослідження руху гранули та розрахунку швидкості і кута вильоту гранул за різних кутів нахилу лопатки.

Виклад основного матеріалу. Як показав аналіз процесу розсіювання добрив [1,3-5], розкидачі відцентрового типу можуть забезпечувати більш щільне засівання по краям смуги захвату. Для покращення рівномірності запропонована конструктивна схема (рис.1), що забезпечує різні початкові умови вильоту гранул з кожного з трьох ребер, розміщених на чотирьох лопатках диска.



F_c^{iH} – Коріолісова сила інерції, F_e^{iH} – перносна сила інерції, P – вага, N_1 – нормальна реакція лопаті в вертикальній площині, N_2 – нормальна реакція ребра (в горизонтальній площині), F_T – сумарна сила тертя

Рисунок 1 – Схема сил, що діють на гранули

У відповідності до прийнятої конструкції диска схема розсіювання передбачає, що ширина в оброблюваній ділянці, на яку вноситься добриво, розбивається на три частини. Кожне ребро на лопаті повинно вносити добрива на відведену йому територію. Для того щоб це відбувалося необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. Будемо вважати, що мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкість вильоту, достатню для засівання ділянки шириною захвату $2/3B$, а на короткому ребрі – $1/3B$. Для визначення швидкості вильоту туків з ребра, що починається на довільній відстані a від центра диска, використовується теорема додавання швидкостей [2]

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

де \bar{V}_r – відносна швидкість, вздовж направляючого ребра;

\bar{V}_e – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска частки визначається за відомої кутової швидкості диска ω і довжини ребра l як

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

Відносна швидкість може бути знайдена за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі з формули [1]

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = A(F_e^{\text{ін}}) + A(F_{\text{ТЛ}}) + A(F_{\text{ТР}}) + A(P), \quad (2)$$

де $A(F_e^{\text{ін}})$ – робота переносної сили інерції $F_e^{\text{ін}}$ на переміщенні вздовж ребра;

$A(F_{\text{ТЛ}})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні лопаті в результаті дії сили $F_e^{\text{ін}}$ та сили ваги туки P ;

$A(F_{\text{ТР}})$ – робота сили тертя, яка виникає на поверхні вертикального ребра від дії сили інерції Кориоліса $F_c^{\text{ін}}$ та переносної сили $F_e^{\text{ін}}$;

$A(P)$ – робота сили ваги;

V_0 – початкова відносна швидкість.

Робота переносної сили інерції на переміщенні l визначається як

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

де R_k – відстань від осі обертання диска до краю ребра з індексом k , ($k = 1, 2, 3$; для $k = 1$ $R_k = R_1 = R$).

Сила тертя на поверхні лопаті $F_{\text{ТЛ}}$ визначається через нормальну реакцію N_1 , яка обумовлена вагою туки P і переносною силою інерції $F_e^{\text{ін}}$, тобто

$$N_1 = P \cos \alpha + F_e^{\text{ін}} \sin \psi \sin \alpha.$$

Тоді

$$F_{\text{ТЛ}} = f \left(mg \cos \alpha + m \omega^2 r \cdot \frac{x}{r} \cos \alpha \sin \alpha \right) = fm (g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha),$$

де f – коефіцієнт тертя.

Робота сили тертя на поверхні лопаті $A(F_{\text{ТЛ}})$ визначається як

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

Сила тертя на поверхні ребра визначається визначається як

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

Робота цієї сили визначається як

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

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

$$A(F_{\text{ТР}}) = -fm\omega(\omega a \cos \alpha + V)\sqrt{R_K^2 - a^2} + fm\omega^2 a\sqrt{R_K^2 - a^2} / \cos \alpha . \quad (7)$$

Робота сили ваги P визначається як

$$A(P) = -mgl_K \sin \alpha . \quad (8)$$

Підставляючи вирази (3), (4), (7), (8) в формулу (2) отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} &= \frac{1}{2}m\omega^2(R_K^2 - a^2) - fmg(R_K^2 - a^2) - \\ &- fm\omega^2 \cdot \frac{1}{2}(R_K^2 - a^2)\sin \alpha / \cos \alpha - fm\omega(\omega a \cos \alpha + V)(R_K^2 - a^2) + \\ &+ fm\omega^2 a\sqrt{(R_K^2 - a^2)} / \cos \alpha - mgl_K \sin \alpha \end{aligned} \quad (9)$$

Якщо в останній вираз підставити відстань від центра до першого ребра ($a = a_1$), то можна отримати

$$\begin{aligned} \frac{mV^2}{2} - \frac{m}{2}\omega^2 a_1^2 \cos \alpha &= \\ &= \frac{1}{2}m\omega^2(R_K^2 - a_1^2) - fmg(R_K^2 - a_1^2) - \frac{1}{2}fm\omega^2(R_K^2 - a_1^2)\sin \alpha / \cos \alpha - \\ &- fm\omega^2 a_1 \cos \alpha \sqrt{R_K^2 - a_1^2} - fmV\sqrt{R_K^2 - a_1^2} + \frac{fm\omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2}}{\cos \alpha} - mgl_K \sin \alpha . \end{aligned}$$

Звідки для відносної швидкості на вильоті з довгого ребра можна отримати

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

де $c_1 = f\omega\sqrt{R_K^2 - a_1^2}$;

$$\begin{aligned} c_2 &= \omega^2 a_1 \cos^2 \alpha (a_1 \cos \alpha - 2f)\sqrt{R_K^2 - a_1^2} + \omega^2 (R_K^2 - a_1^2) (1 - f \sin \alpha / \cos \alpha) - \\ &- 2fg\sqrt{R_K^2 - a_1^2} + 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_K^2 - a_1^2} / \cos \alpha - 2gl_K \sin \alpha . \end{aligned}$$

Тоді визначення абсолютної швидкості наведено

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

де α_0 – кут вильоту туки;

$V_a \cos \alpha_0$ – проекція швидкості вильоту на горизонтальну площину;

$V_r \sin \alpha$ – проекція швидкості вильоту на вертикальну площину.

Тоді для кута вильоту можна отримати

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

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

Аналіз можливих варіантів конструкцій відцентрового робочого органа для внесення мінеральних добрив дозволив прийняти схему розкидача, конструкція якого передбачає формування розташування потоків гранул при завантажуванні.

На рис. 2 наведено схему, що якісно характеризує розподілення гранул за одночасного розсівання трьома ребрами. Відношення $\Delta S/\Delta X$ – інтенсивність розподілення гранул по площі.

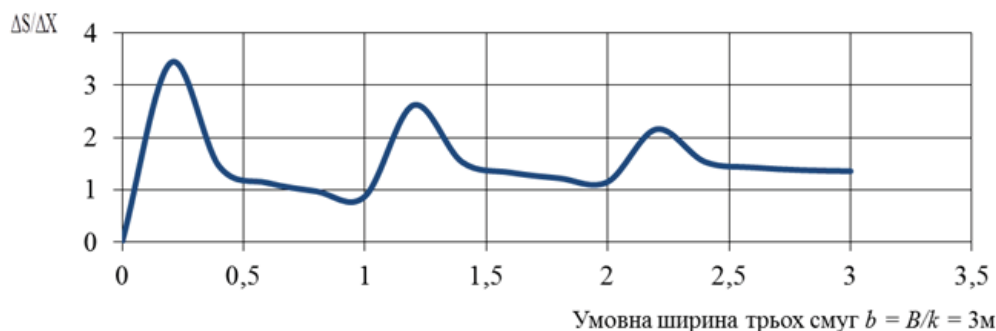


Рисунок 2 – Розподілення трьох потоків

Джерело: розроблено автором

Як видно з рис. 1, площі обмежені кривою інтенсивності розподілення, на кожній з трьох одиниць ширини смуги захвату приблизно рівні, тобто на кожен смугу випадає приблизно одна і та ж сама кількість гранул. Відносно нерівномірності розподілення гранул у межах однієї смуги можна зауважити, що наведена картина розподілення ідеалізована і передбачає: усі гранули «залітають», при роботі одного з ребер на одну і ту ж саму відстань. Реальність полягає в тому, що гранули не однакою за формою і об'ємом. Вони мають різні аеродинамічні характеристики, що забезпечує різну дальність польоту і покращує рівномірність розподілення, яка може бути перевірена дослідним шляхом.

Висновки. У роботі вирішена науково-прикладна задача підвищення ефективності механізованого внесення твердих мінеральних добрив шляхом поліпшення якості їх розподілення по поверхні ґрунту і підвищення продуктивності машин.

1. З аналізу літературних джерел виявлено, що розкидачі відцентрового типу можуть забезпечувати більш щільне засівання по краях смуги захвату.

2. Розроблена математична модель руху гранул по поверхні робочого органу. Отримані формули дозволяють визначати абсолютну швидкість вильоту туків з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату розсіювача.

3. Виведені достатньо прості для інженерного застосування формули, які ґрунтовані на теоремі про зміну кінетичної енергії, що дають можливість обґрунтовувати конструкцію дискового розсіювача добрив, який гарантовано покращує розсіювання.

4. Розроблено робочий орган відцентрового типу для машин, що вносять мінеральні добрива, який забезпечить рівномірність внесення 90%.

Список літератури

1. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: Автореф. дис. док. техн. наук: 05.05.11. – Національний аграрний університет, Київ, 2006. – 45 с.
2. Сметнев С.Д. «Состояние и перспектива механизации применения минеральных удобрений «Механизация и электрификация социального сельского хозяйства» - 1971, №5. – 189 с.
3. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с/г техніки [Текст] / М.І. Грицигінна, С.М. Ковалюк, - К.: Аграрна наука, 2004. – 396 с.
4. Mitchell D. Uneven application leads to clacre gran losses / D. Mitchell // Power Farmng. – 1974. – № 5. – S. 8-9.

5. Thimon J. Uneven distributon can no longer be baked for granted / J. Thimon // Fertiliser Solution. – 1974. – № 18. – S. 6.
6. Wiemann K. Richtiy Verteiet wirkt Dunger besser / K. Wiemann // Ubersicht. – 1973. – G. 24. – № 10. – S. 765–769.
7. Адамчук В.В. Теория центробежных рабочих органов машин для внесения минеральных удобрений [Текст] : монография. – К.: Аграр.наука, 2010. – 178с.
8. Яблонський А.А. "Теоретическая механика", том 1 - Статика и кинематика, 1967. – 512 с.
9. Фихтенгольц. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Фихтенгольц. Том 2 М.: «Наука», 1970. – 800 с.

Anatoly Kobets, PhD tech. sci., Doctor of Public Administration, Nikolai Naumenko, PhD tech. sci., Natalia Ponomarenko, PhD tech. sci.

Dnepropetrovsk state agrarian-economic university, Dnepropetrovsk, Ukraine

Substantiation of the design features of the working body of the spreader mineral fertilizers

The technological parameters of machines for mineral fertilizers centrifugal type.

Found out one of the possible causes of uneven sieving fertilizer spreaders centrifugal type. We derive a simplified formula for the engineering application, which allow to justify the construction of disc fertilizer spreader that is guaranteed to improve dispersion. Developed technical means, namely the spreading discs with a feeder, which are introduced into production.

The scientific bases of a substantiation of technological parameters of the machines.

By mathematical modeling derived relationships that describe the patterns in the process that is carried out fertilizing machines and accessories, namely:

- acceleration of the centrifugal fertilizer dissipating body, wherein the vanes are angled to the horizontal plane and its radius;

- movement of fertilizers to the surface of the scattering body field applied to the general case, which includes their flight in atmospheric conditions.

The laws of descent fertilizer spreading body and the nature of their distribution over the surface of the soil. With this in mind, the working body designed to make fertilizer and analytically grounded optimal values of its structural and kinematic parameters.

The main factors that have a key influence on the performance of the machines.

fertilizer, fertilizers, quality allocation, performance cars, the parameters spreaders

Одержано 22.09.15

УДК 631.331

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, В.А. Настоящий, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна

Розробка та експериментальне дослідження приладу для вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка просапної сівалки

В статті розглянуто проблему вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка просапної сівалки. Проаналізовані відомі методи і знаряддя для визначення щільності ґрунту, з'ясовані їх недоліки та запропоновано нову конструкцію приладу. Проведено експериментальне дослідження нового приладу та отримані результати його роботи, які показали високу ефективність його використання.

щільність ґрунту, прилад для вимірювання щільності ґрунту, прикочуючий коток сівалки

© Д.Ю. Артеменко, В.А. Настоящий, Г.Б. Філімоніхін, 2015

5. Thimon J. Uneven distributon can no longer be baked for granted / J. Thimon // Fertiliser Solution. – 1974. – № 18. – S. 6.
6. Wiemann K. Richtiy Verteiet wirkt Dunger besser / K. Wiemann // Ubersicht. – 1973. – G. 24. – № 10. – S. 765–769.
7. Адамчук В.В. Теория центробежных рабочих органов машин для внесения минеральных удобрений [Текст] : монография. – К.: Аграр.наука, 2010. – 178с.
8. Яблонський А.А. "Теоретическая механика", том 1 - Статика и кинематика, 1967. – 512 с.
9. Фихтенгольц. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Фихтенгольц. Том 2 М.: «Наука», 1970. – 800 с.

Anatoly Kobets, PhD tech. sci., Doctor of Public Administration, Nikolai Naumenko, PhD tech. sci., Natalia Ponomarenko, PhD tech. sci.

Dnepropetrovsk state agrarian-economic university, Dnepropetrovsk, Ukraine

Substantiation of the design features of the working body of the spreader mineral fertilizers

The technological parameters of machines for mineral fertilizers centrifugal type.

Found out one of the possible causes of uneven sieving fertilizer spreaders centrifugal type. We derive a simplified formula for the engineering application, which allow to justify the construction of disc fertilizer spreader that is guaranteed to improve dispersion. Developed technical means, namely the spreading discs with a feeder, which are introduced into production.

The scientific bases of a substantiation of technological parameters of the machines.

By mathematical modeling derived relationships that describe the patterns in the process that is carried out fertilizing machines and accessories, namely:

- acceleration of the centrifugal fertilizer dissipating body, wherein the vanes are angled to the horizontal plane and its radius;

- movement of fertilizers to the surface of the scattering body field applied to the general case, which includes their flight in atmospheric conditions.

The laws of descent fertilizer spreading body and the nature of their distribution over the surface of the soil. With this in mind, the working body designed to make fertilizer and analytically grounded optimal values of its structural and kinematic parameters.

The main factors that have a key influence on the performance of the machines.

fertilizer, fertilizers, quality allocation, performance cars, the parameters spreaders

Одержано 22.09.15

УДК 631.331

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, В.А. Настоящий, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна

Розробка та експериментальне дослідження приладу для вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка просапної сівалки

В статті розглянуто проблему вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка просапної сівалки. Проаналізовані відомі методи і знаряддя для визначення щільності ґрунту, з'ясовані їх недоліки та запропоновано нову конструкцію приладу. Проведено експериментальне дослідження нового приладу та отримані результати його роботи, які показали високу ефективність його використання.

щільність ґрунту, прилад для вимірювання щільності ґрунту, прикочуючий коток сівалки

© Д.Ю. Артеменко, В.А. Настоящий, Г.Б. Філімоніхін, 2015

Д.Ю. Артеменко, доц., канд. техн. наук, В.А. Настоящий, доц., канд. техн. наук, Г.Б. Филимоных, проф., д-р техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Разработка и экспериментальное исследование прибора для измерения плотности почвы по ширине захвата прикатывающего катка пропашной сеялки

В статье рассмотрена проблема измерения плотности почвы по ширине захвата прикатывающего катка пропашной сеялки. Проанализированы известные методы и приспособления для определения плотности почвы, выявлены их недостатки и предложена новая конструкция прибора. Проведены экспериментальные исследования нового прибора, а полученные результаты его работы, показали высокую эффективность его использования.

плотность почвы, прибор для измерения плотности почвы, прикатывающий каток сеялки

Постановка проблеми. В процесі вирощування цукрових буряків швидкість сходів і їх рівномірність залежать не тільки від схожості насіння, а і від умов, які створені для них робочими органами сільськогосподарських машин [1]. Аналіз досліджень [2, 3] по визначенню закономірностей поведінки ґрунту при прикочуванні показав, що основними факторами, які впливають на вказаний процес, є конструктивні особливості робочого органу та фізико-механічні властивості ґрунту, а основною характеристикою прикочування є щільність ґрунту по ширині захвату котка.

Але на сьогоднішній день не створено приладу для вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка, який би в повній мірі задовольняв вимоги агротехніки до прикочування насіння просапних культур, тому необхідні додаткові дослідження по обґрунтуванню конструкції такого приладу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основним методом для визначення щільності ґрунту є метод різальних циліндрів, а прилад, який працює за цим методом, має мінімальний діаметр гільзи для відбору проб 50 мм [4]. Такий прилад не підходить для вимірювання щільності по ширині захвату прикочуючого котка, адже ширина котків просапних сівалок варіюється в межах 50 – 100 мм. Стандартним приладом можна взяти лише декілька проб, що не дає можливості оцінити характер ущільнення ґрунту на ширині, наприклад, 65 мм (ширина захвату котка сівалки УПС 12), або під котком змінного профілю.

Для з'ясування прийнятних методів визначення щільності ґрунту нами був проведений огляд найпоширеніших із них: метод розсіюваного гамма-випромінення, метод різальних циліндрів та інші. Зазначені методи визначення щільності, як показали дослідження Гапоненка В.С., Погорільця А.М. [4], Осіпова В.І. [5], Єнзака В. [6] по точності вимірювання незначно відрізняються між собою.

Дослідження, проведені Осіповим В.І. [5] в лабораторних і лабораторно-польових дослідах для встановлення точності визначення щільності ґрунту гамма - щільномірами ГПП-1 та ППП-1 показали, що практична точність вимірів склала відповідно $\pm 0,043$ г/см³ і $\pm 0,041$ г/см³. Помилка одноразового визначення щільності в однорідному ґрунті методом різальних циліндрів в середньому складає $\pm 0,05$ г/см³ [4]. Таким чином, при однаковій кількості вимірювань, точність дослідів при визначенні щільності ґрунту різними методами приблизно однакова. Оскільки метод розсіюваного гамма-випромінення є досить складним в реалізації (потребує спеціальних умов проведення і обробки результатів, а також дорогого та складного обладнання), то перевагу треба віддавати більш простому і дешевому методу – методу різальних циліндрів, який дає можливість виконувати вимірювання щільності ґрунту із достатньою точністю.

Постановка завдання. Виходячи із вищенаведеного, метою даної роботи є розробка та експериментальне дослідження приладу для вимірювання щільності ґрунту по ширині захвату прикочуючого котка просапної сівалки.

Виклад основного матеріалу. Для розробки нового приладу та забезпечення максимальної простоти вимірювань ми користувались найбільш простим і доступним методом – методом різальних циліндрів. Параметри різальних циліндрів підбирались згідно рекомендаціям [6] з врахуванням “пристінного ефекту” ущільненого ґрунту. Важливим є вимірювання щільності по ширині захвату прикочуючого котка посівної секції з врахуванням конфігурації робочого органа, тобто необхідно взяти заміри на декількох ділянках. З цією метою прилад виконано секційним, щоб можна було отримувати декілька зразків одночасно [7] (рис. 1).

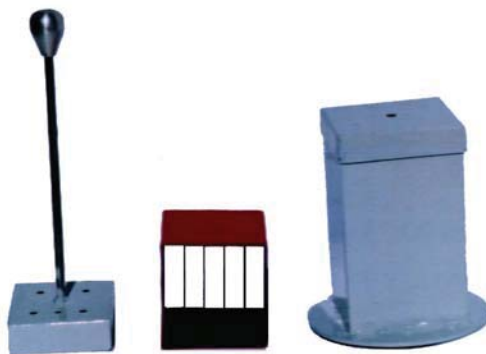
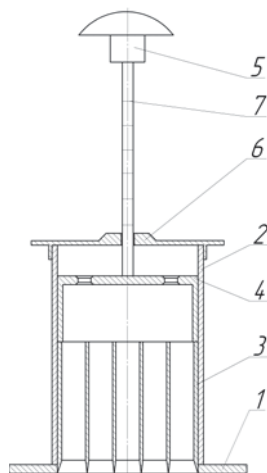


Рисунок 1 – Прилад для визначення щільності ґрунту

Джерело розробки: розроблено автором

Оскільки ширина робочого органа менша 65 мм, а мінімально можливим розміром для отримання результатів нормальної точності є величина 10 мм і більше, то гільза різального циліндру була виконана квадратного профілю 65x65 мм. Перегородки гільзи були виготовлені із листового металу товщиною 1 мм і загострені під гострим кутом для мінімізації впливу пристінного ефекту (рис. 2).

Для підвищення вірогідності отримання більш точних даних про величину щільності довжина і ширина пазу для взяття проби на окремій ділянці склали $lxh=62x11$ мм із умови розбиття ділянки 65 мм на 5 рівних частин з врахуванням товщини стінок елементів гільзи. Для контролю заглиблення гільзи в ґрунт передбачений градуйований шток, який відтарований на розмір максимального загортання насіння при посіві до 60 мм. Для виштовхування із гільзи зразків ґрунту був розроблений спеціальний виштовхувач по розміру паза гільзи.



1 – опорний диск; 2 – направляючий корпус; 3 – гільза; 4 – поршень; 5 – упор; 6 – кришка;
7 – градуйований шток

Рисунок 2 – Схема приладу для визначення щільності ґрунту

Джерело розробки: розроблено автором

Нами в лабораторних умовах були проведені експериментальні дослідження розробленого пристрою для розміщеного в вертикальній площині котка сівалки УПС 12, який являє собою шину атмосферного тиску еліптичного профілю. Послідовність проведення взяття проб, а також процес роботи приладів типу різальних циліндрів стандартні і загальновідомі [8, 9]. Відбір проб здійснювали в 5 – 10 місцях на 1 м ходу прикочуючого котка. Результати проведення дослідів записували в журнал випробувань. Після отримання експериментальних результатів, знаючи об'єм взятої проби, знаходили щільність в природному стані за формулою:

$$\rho_n = \frac{m_n}{V_z}, \quad (1)$$

де m_n – середнє значення маси ґрунту, яка потрапила в паз гільзи;

V_z – об'єм паза гільзи.

Визначивши вологість ґрунту w_a і знаючи ρ_n , визначали щільність ґрунту ρ_z за

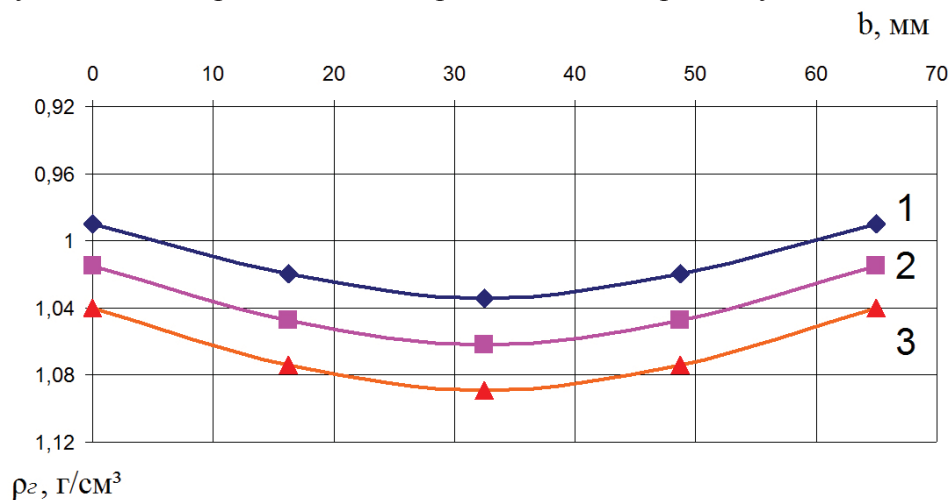
формулою:
$$\rho_z = \frac{\rho_n}{1 + 0,01 \cdot w_a}, \quad (2)$$

де
$$w_a = \frac{m_g - m_c}{m_c} \cdot 100\%. \quad (3)$$

m_g - маса вологого ґрунту;

m_c - маса сухого ґрунту.

Результати, які отримані під час проведення експерименту, наведені на рис. 3.



1, 2, 3 – навантаження на коток, відповідно 100, 150, 200 Н.

Рисунок 3 – Характер ущільнення ґрунту по ширині котка при щільності ґрунту $\rho_z = 0,8$ г/см³ та вологості $w_a = 22\%$, глибина шару 30 мм

Джерело розробки: отримано автором

Із рис. 3 видно, що найбільша щільність ґрунту спостерігається по центру ділянки ущільнення і зменшується до її країв, також видно, що при збільшенні навантаження збільшується щільність ґрунту по глибині. Такий характер ущільнення повністю відповідає робочій поверхні прикочуючого котка, який має еліптичний профіль.

Для уточнення отриманих результатів на предмет відповідності до характеру деформації ґрунту після проходу котка просапної сівалки нами були проведені додаткові

дослідження в ґрунтовому каналі методом фарбованих шарів ґрунту [10, 11]. Результати наведені на рис. 4.

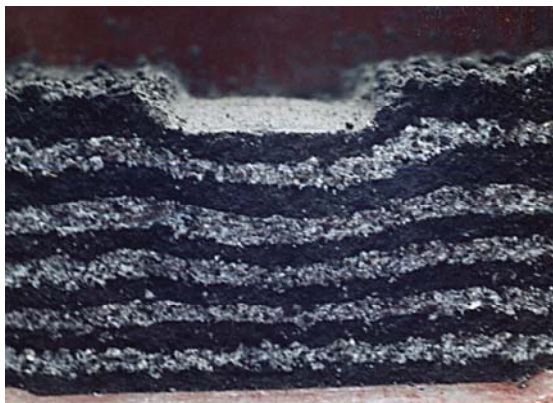


Рисунок 4 – Характер розподілення деформацій під котком еліптичного профілю

Як видно із отриманих експериментальних даних характер розподілення деформацій і щільності ґрунту під котком сівалки УПС 12 в повній мірі узгоджується із конструкцією його профілю.

Висновок. В результаті проведеної роботи нами було визначено, що завдяки секційній конструкції та квадратній формі різального елемента приладу для визначення щільності по ширині захвату котка, а також його повздовжній орієнтації можна з великою точністю виконати заміри щільності ґрунту та забезпечити майбутнє проектування нових конструкцій котків в залежності від вимог до прикочування певної культури.

Список літератури

1. Глуховский В.С. Разработка научных основ технологии выращивания сахарной свеклы без затрат ручного труда на формировании густоты насаждения: Автореф. дис...д-ра сельхоз. наук: 06.01.14, 05.20.01 [Текст] / ВНИС / В.С. Глуховский. – К., 1982. – 42 с.
2. Рожков П.Н. Обоснование поперечной формы гладких сельскохозяйственных катков [Текст] / П.Н. Рожков, А.В. Бауков, А.С. Кушнарев // Республиканский межведомственный нтс „Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин”. – К.: Техніка, 1973. – С. 18 – 22.
3. Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины [Текст] / Чубарин М.И. – М.: Машиностроение, 1972. – вып. 3. – 208 с.
4. Гапоненко В.С. О параметрах режущих цилиндров для определения плотности локально уплотненной почвы [Текст] / В.С. Гапоненко, А.Н. Погорелец // Научные труды УСХА, вып.43. – Киев, 1971. – С. 203 – 208.
5. Осипов В.И. Определение плотности и влажности ґрунтов по рассеянию гамма лучей и нейтронов [Текст] / Осипов В.И. Издательство Московского университета. – М.: 1968. – 157 с.
6. Ензак Х.В. Определение средней плотности почвы пахотного слоя по величине усадки его после прикатывания [Текст] / Ензак Х.В. // Сб. научных трудов Сибирского НИИСХ, вып.10. 1965. – С. 29 – 34.
7. Щільномір [Текст]: Пат. № 52729 U Україна, G01N1/04 / Артеменко Д.Ю., Магопєць О.С., Ауліна Т.М., Жушман О.О. (Україна); заявник і патентовласник КНТУ. – № 201001455; Заявл. 12.02.2010; Опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17. – 3 с.
8. Механіко – технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів [Текст] / [Г.А. Хайліс, А.Ю. Горбів, З.О. Гошко та ін.]. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. – 268 с.
9. Механіко – технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів [Текст]: Підручник / [О.М. Царенко, Д.Г. Войтюк, В.М. Швайко та ін.], За ред. С.С. Яцуна. – К.: Мета, 2003. – 448 с.
10. Методика оцєнки бороздообразования [Текст]. – М.: ВИМ, 1971. – 40 с.
11. Артеменко Д.Ю. Підвищення ефективності роботи сошника і прикочуючого котка посівної секції просапної сівалки: дис. канд. техн. наук: 05.05.11 [Текст] / Артеменко Дмитро Юрійович. – Кіровоград, 2007. – 223 с.

Dmitry Artemenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vladislav Nastoyaschyuy, Assos. Prof., PhD tech. sci., Genadiy Filimonihin, prof., DSc.

Kirovograd National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Working out and experimental research of the device for measurement of soil density on width of capture of a condensing skating rink of a seeder

Working out and experimental research of the device for measurement of soil density on width of capture of a condensing skating rink of a seeder is the purpose of the given work.

In article the problem of measurement of soil density on width of capture of a condensing skating rink of a seeder is considered. Known methods and adaptations for definition of soil density are analysed, their lacks are revealed and the new design of the device is offered. Experimental researches of the new device are spent in vitro. Results of consolidation of soil under a skating rink of a curvilinear profile are received.

As a result of the spent work it has been defined that the section design and the square form of a cutting element of the device, and also its longitudinal orientation gives the chance to make measurements of soil density with split-hair accuracy. Also the obtained data can be used for working out of new designs of condensing skating rinks.

soil density, the device for measurement of density of the soil, condensing skating rink of a seeder

Одержано 10.10.15

УДК 631.31:634

А. В. Войтік, доц., канд. техн. наук, В. В. Кравченко, доц., канд. техн. наук, І. О. Лісовий, канд. техн. наук

Уманський національний університет садівництва, м.Умань, Україна, afex81@meta.ua

І. І. Павленко, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Визначення відстані відкидання ґрунту щітковим робочим органом при розкритті кореневої системи маточних рослин

В статті розглянуто технології та технічні засоби для розкриття кореневої системи маточних рослин клонових підщеп. Встановлено, що раціональним варіантом є використання комбінованого пристрою з пасивними відгортачами та активними циліндричними щітками з вертикальними осями обертання і гнучкими робочими елементами. Проаналізовано робочий процес одного прутка ворсу щітки та визначено сили, які на нього діють. В результаті аналізу попередніх досліджень, що стосуються відстані відкидання частинок при роботі циліндричних щіток, з використанням теорії розмірності і подібності виведено рівняння для визначення відстані відкидання частинок ґрунту або субстрату, який вкриває кореневу систему маточних рослин. Встановлено, що для забезпечення умов залишення ґрунту в межах рядка, з якого він видаляється, на машині для розкриття кореневої системи маточних рослин необхідно встановлювати додаткові щітки.

щітка, пруток ворсу, прогин, субстрат, валок, ґрунт, розмір, маса

А. В. Войтик, доц., канд. техн. наук, В. В. Кравченко, доц., канд. техн. наук, И. А. Лисовый, канд. техн. наук

Уманский национальный университет садоводства, г.Умань, Украина

И. И. Павленко, проф., д-р техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Определение расстояния отбрасывания почвы щеточным рабочим органом при раскрытии корневой системы маточных растений

© А. В. Войтік, В. В. Кравченко, І. О. Лісовий, І. І. Павленко, 2015

Dmitry Artemenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vladislav Nastoyaschyuy, Assos. Prof., PhD tech. sci., Genadiy Filimonihin, prof., DSc.

Kirovograd National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Working out and experimental research of the device for measurement of soil density on width of capture of a condensing skating rink of a seeder

Working out and experimental research of the device for measurement of soil density on width of capture of a condensing skating rink of a seeder is the purpose of the given work.

In article the problem of measurement of soil density on width of capture of a condensing skating rink of a seeder is considered. Known methods and adaptations for definition of soil density are analysed, their lacks are revealed and the new design of the device is offered. Experimental researches of the new device are spent in vitro. Results of consolidation of soil under a skating rink of a curvilinear profile are received.

As a result of the spent work it has been defined that the section design and the square form of a cutting element of the device, and also its longitudinal orientation gives the chance to make measurements of soil density with split-hair accuracy. Also the obtained data can be used for working out of new designs of condensing skating rinks.

soil density, the device for measurement of density of the soil, condensing skating rink of a seeder

Одержано 10.10.15

УДК 631.31:634

А. В. Войтік, доц., канд. техн. наук, В. В. Кравченко, доц., канд. техн. наук, І. О. Лісовий, канд. техн. наук

Уманський національний університет садівництва, м.Умань, Україна, afex81@meta.ua

І. І. Павленко, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Визначення відстані відкидання ґрунту щітковим робочим органом при розкритті кореневої системи маточних рослин

В статті розглянуто технології та технічні засоби для розкриття кореневої системи маточних рослин клонових підщеп. Встановлено, що раціональним варіантом є використання комбінованого пристрою з пасивними відгортачами та активними циліндричними щітками з вертикальними осями обертання і гнучкими робочими елементами. Проаналізовано робочий процес одного прутка ворсу щітки та визначено сили, які на нього діють. В результаті аналізу попередніх досліджень, що стосуються відстані відкидання частинок при роботі циліндричних щіток, з використанням теорії розмірності і подібності виведено рівняння для визначення відстані відкидання частинок ґрунту або субстрату, який вкриває кореневу систему маточних рослин. Встановлено, що для забезпечення умов залишення ґрунту в межах рядка, з якого він видаляється, на машині для розкриття кореневої системи маточних рослин необхідно встановлювати додаткові щітки.

щітка, пруток ворсу, прогин, субстрат, валок, ґрунт, розмір, маса

А. В. Войтик, доц., канд. техн. наук, В. В. Кравченко, доц., канд. техн. наук, И. А. Лисовый, канд. техн. наук

Уманский национальный университет садоводства, г.Умань, Украина

И. И. Павленко, проф., д-р техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Определение расстояния отбрасывания почвы щеточным рабочим органом при раскрытии корневой системы маточных растений

© А. В. Войтік, В. В. Кравченко, І. О. Лісовий, І. І. Павленко, 2015

В статье рассмотрены технологии и технические средства для раскрытия корневой системы маточных растений клоновых подвоев. Установлено, что рациональным вариантом является использование комбинированного устройства с пассивными разокучивателями и активными цилиндрическими щетками с вертикальными осями вращения и гибкими рабочими элементами. Проанализирован рабочий процесс одного прутка ворса щетки и определены силы, которые на него действуют. В результате анализа предыдущих исследований, касающихся расстояния отбрасывания частиц при работе цилиндрических щеток, с использованием теории размерности и подобия выведено уравнение для определения расстояния отбрасывания частиц почвы или субстрата, который укрывает корневую систему маточных растений. Установлено, что для обеспечения условий оставления почвы в пределах ряда, из которого он удаляется, на машине для раскрытия корневой системы маточных растений необходимо устанавливать дополнительные щитки.

щетка, пруток ворса, прогиб, субстрат, валик, грунт, размер, масса

Постановка проблеми. Необхідність збільшення виробництва плодів та ягід зумовлена їх незамінними харчовими якостями. Але посадка нових садів у значній мірі пов'язана з виробництвом необхідного посадкового матеріалу. Зараз в Україні через нестачу якісного садивного матеріалу старих садів викорчується більше, ніж замість них закладається нових, що призвело до значного скорочення площ садів та ягідників. Інтенсифікація садівництва, значне зменшення площі живлення рослин обумовили зростання попиту на посадковий матеріал плодкових і ягідних культур.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Необхідно відзначити, що сучасне виробництво посадкового матеріалу є складна, трудомістка і найменш механізована підгалузь садівництва. Однією з трудомістких операцій по виробництву клонових підщеп є розкриття маточних рослин та відокремлення відсадків клонових підщеп. На ці операції затрачається біля 50% від загальних затрат на протязі року [1].

В Україні, а також в світовій практиці садівництва розроблені і застосовуються наступні технології розкриття маточних рослин та відокремлення відсадків клонових підщеп.

Механізований спосіб відокремлення відсадків клонових підщеп полягає в застосуванні машин, робочим органом яких являється один або два диски ножового чи пилкового типу. Інститутом садівництва УААН в 1995-1997 рр. було розроблено машину ОП-1 для відокремлення відсадків клонових підщеп. На машині встановлено сегментний диск з приводом та механізм копіювання мікрорельєфу. Під час проходження машини вздовж рядка підрізаний грунт валка, за рахунок високої частоти обертання диску, розкидається в міжряддя [2]. Недоліком такого типу зрізу, який називається безпідпирним, є пошкодження відсадків маточних рослин за рахунок деформуючої дії на них дискової пилки.

На Кримській дослідній станції розробили відокремлювач відсадків маточних рослин з двома дисковими ножами, які обертаються в протилежних напрямках. Диски мають взаємне перекриття, в зоні якого і відбувається різання. Через відносно невелику частоту обертання дисків, грунт з валка не виноситься і зріз відбувається на глибині 10-15 см. Такий зріз є підпирним. Недоліком цього способу є те, що диски спричиняють вертикальні деформації, вириваючи та виламаючи відсадки з ґрунту [3].

Останнім часом відбулися зміни в структурі виробництва посадкового матеріалу. Основними виробниками стали невеликі господарства з площею маточних насаджень до 5 га і застосування машинного відокремлення відсадків стало недоцільним через механічне травмування маточних рослин (5-10%), особливо в перші роки використання розсадника. Тому в господарствах відокремлення відсадків виконують в ручну. Цей процес поділяється на два етапи: розкриття маточних рослин та власне відокремлення відсадків.

Засоби розкриття маточників поділяються на два типи – пневматичні та механічні. Основними недоліками даних машин є: пневматичних – зменшення

ефективності роботи з підвищенням вологості ґрунту та спричинення його ерозії; механічних – потреба в застосуванні ручної праці для остаточного відкриття маточника, що призведе до збільшення затрат праці.

Постановка завдання. Через низький рівень механізації в розсадництві, що становить 12-15%, маємо високу собівартість продукції та низьку її якість [4]. Застосування ручної праці для виконання багатьох технологічних процесів з вирощування посадкового матеріалу негативно впливає на якість робіт та агротехнічні строки їх проведення. Щоб покращити ситуацію в Інституті садівництва НААН України розроблена та впроваджена у виробництво спеціальна машина для механізації технологічного процесу відкриття кореневої системи маточних рослин.

Розгортальник РВМ-1 являє собою раму з механізмом начіпки, на якій послідовно встановлені відгортачі у вигляді сферичних дисків та активні щіткові робочі органи з вертикальною віссю обертання, на яких закріплено еластичний ворс. Результати випробувань показали, що дана машина може видаляти близько 90% ґрунту з валка, при цьому пошкоджуючи до 3% рослин. Але застосування машини потребує все ж додаткової ручної праці для доочищення корневих голівок маточних рослин. Тому, потрібно вдосконалити щіткові робочі органи з метою підвищення ступеня видалення ґрунту.

Виклад основного матеріалу. Пруток ворса, який має прямокутний поперечний переріз, в процесі його роботи по переміщенню частинок ґрунту можна розглядати як двограний клин, який формується передньою робочою гранню прутка і нижнім обрізом прутка. Ґрунт, який змітає пруток ворсу, будемо розглядати як суцільне сипке середовище, тому що у валок ґрунт нагортається за три проходи дискового підгортача, при цьому добре розпушуючись, і ущільнюється лише під дією власної ваги.

Однією з основних вимог, що ставляться до операції розкриття кореневої системи є забезпечення змітання ґрунту або субстрату з валка без пропусків.

Кратність впливу ворсу щітки на шар впливає на процес змітання частинок з поверхні покривного валка. При збільшенні кратності впливу відбувається більш ретельне змітання ґрунту.

На рис. 1 показана схема процесу змітання ґрунту двома гнучкими елементами, що обертаються в одній площині змітання.

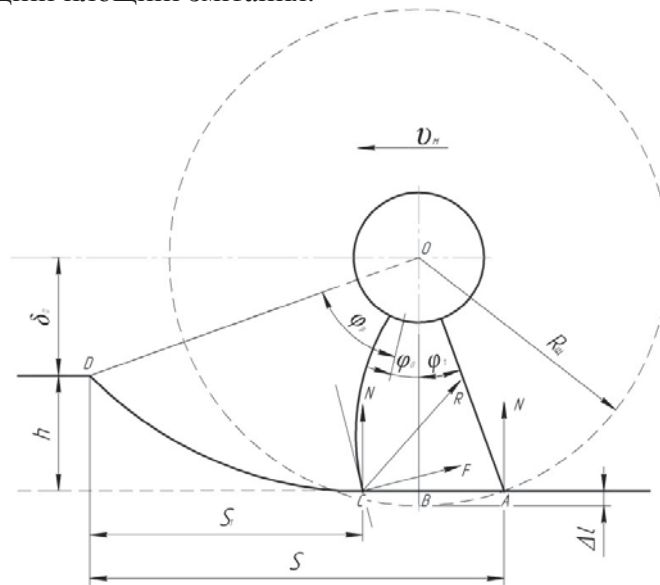


Рисунок 1 – Схема роботи щітки

Джерело: розроблено автором

Найважливішим показником, що характеризує операцію, є траєкторія відкидання, яка істотним чином залежить від розмірно-масових характеристик частинок ґрунту або субстрату.

Частинки ґрунту мають досить різноманітну неправильну форму. Основна маса частинок кожної фракції характеризується наявністю великої кількості граней, які часто закінчуються тонкими волокнами рослинних залишків.

Відомі аналітичні методи розглядають переміщення подрібнених матеріалів як окремий випадок загальної теорії аеродинаміки, вивчають потік газу і переміщення в ньому твердих тіл [5, 6]. Однак, внаслідок складності механізму взаємодії частинок сипких матеріалів між собою при переміщенні та інших численних факторів, закономірності процесу часто не піддаються теоретичному аналізу та розрахунку. Це пояснюється тим, що встановлені залежності не повністю відображають вплив на основні параметри процесу розмірно-масових і аеродинамічних характеристик частинок ґрунту або субстрату.

Також, рівняння руху частки, кинutoї щіткою, містить суттєві припущення: розглядається рух ізольованої матеріальної частинки без урахування впливу суміжних шарів маси; частинки мають плоску форму і не можуть перекочуватися; частинки рухаються ізольовано одна від одної по непересічним траєкторіям.

Враховуючи вищевикладене, для встановлення повної картини фізичних явищ у процесі відкидання і знаходження функціональних зв'язків між параметрами щіткового робочого органу, розмірно-масовими характеристиками частинок ґрунту і технологічними параметрами операції, необхідно використовувати методи теорії розмірності і подібності.

Теорія розмірності і подібності дає можливість теоретичного аналізу і вибору системи визначаючих безрозмірних параметрів процесу відкидання ґрунту з валка.

З роботи [7] випливає, що рівняння процесу відкидання, записане в певній системі одиниць, може бути представлено функціональною залежністю між критеріями подібності, або залежністю, що зв'язує безрозмірні параметри, певним чином отримані з фізичних величин, що беруть участь у процесі [8].

Використовуючи залежності теорії розмірності і подібності, отримаємо рівняння (1) для визначення дальності відкидання частинок ґрунту.

$$X = \left(201 \cdot \frac{Q}{v \cdot M_B \cdot S_{II}} + 0,12 \right) \cdot \sqrt{M_B \cdot S_{II}}, \quad (1)$$

де v – колова швидкість щітки, м/с;

M_B – маса води в ґрунті, кг;

S_{II} – питома поверхня частинки, м²/кг;

Q – продуктивність щіткового робочого органу, м³/год.

З роботи [8] визначимо питому поверхню частинки ґрунта:

$$S_{II} = \frac{3}{r \cdot \rho}, \quad (2)$$

де r – радіус частинки, м;

ρ – питома маса частинки, кг/м³.

Секундну продуктивність щіткового робочого органу запишемо наступним чином:

$$Q = h_{ш} \cdot H \cdot v_a, \quad (3)$$

де $h_{ш}$ – товщина шару ґрунту, що видаляється, м;

H – висота щітки, м;

v_a – поступальна швидкість агрегату, м/с.

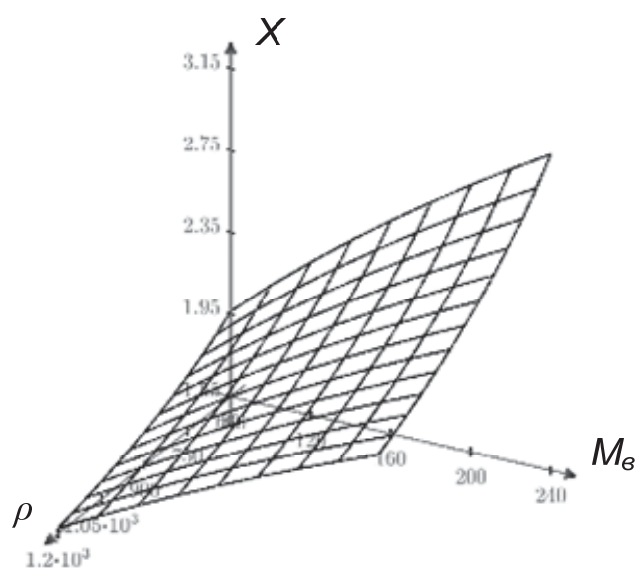


Рисунок 2 – Графік залежності довжини польоту частинки ґрунту від питомої маси частинки та маси води в ґрунті

Джерело: розроблено автором

В результаті аналізу існуючих засобів механізації розкриття кореневої системи маточних рослин був розроблений комбінований пристрій, одним з робочих органів якого є циліндричні щітки з вертикальними осями обертання. В якості робочих елементів на щітках використано гнучкі прутки ворсу з поліпропілену, які видаляють частинки ґрунту або субстрату із зони кореневої системи і відкидають їх в бік. Графічний аналіз рівняння (1) показав, що щітка викидатиме субстрат з валка на відстань до 2,75 м (рис.2). При цьому, чистий ґрунт буде відкидатися на меншу відстань, яка не перевищує значення 2 м. Збільшення кількості вологи в ґрунті або субстраті сприяє збільшенню дальності польоту частинок. Враховуючи те, що міжряддя маточних насаджень не перевищують 1,5 м, а частіше мають значення 1,2 бо 0,9 м, то щітки будуть видаляти частинки ґрунту на сусідні валки. Це явище неприпустиме з точки зору якості виконання технологічного процесу розкриття кореневої системи маточних рослин, а тому на машині потрібно встановлювати направляючі щітки з обох боків для спрямування видалених частинок у міжряддя.

В подальшому крім відстані відкидання частинок потрібно дослідити і траєкторію їх польоту, щоб встановити необхідну форму направляючих щітків. Якісне укладання видаленого ґрунту в міжрядді значно покращить наступну технологічну операцію з укріплення корневих голівок маточних рослин на зиму.

Список літератури

1. Нормативы затрат на выращивание посадочного материала плодовых и ягодных культур и технологические карты по питомниководству / Гос. агропром. ком. УССР: [Отв. за вып. В.Т. Гонтарь]. – К.: 1989. – 94с.
2. Каталог машин и оборудования для механизации работ в плодпитомниках; ВДНХ СССР. – М., 1989. – 101с.
3. Бабій М.О. Довідник з механізації садівництва [Текст] / М.О. Бабій, Л.С. Бабешко, М.О. Демидко та інші. За ред. М.О. Демидка – 2-е видання, перероб. і доп. – К.: Урожай, 1992. – 261с.
4. Фришев С.Г. Порівняльна оцінка технологій розкриття та відокремлення відсадків клонових підщеп [Текст] / С.Г. Фришев, І.С. Привалов, А.В. Войтік // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2005. – №80. – С. 62-66.

5. Косов В.И. Системные принципы разработки ресурсосберегающих технологий в торфяном производстве. Автореф. на соискание ученой степени докт.техн.наук: спец. 05.15.05 / Косов Владимир Иванович. Тверь, 1991. – 44 с.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. М., 1970. – 904 с.
7. Jeans J.H. The Dyhamical Theory of Gases / J.H. Jeans. - Cambridge University Press, 1925.-284 p.
8. Яконовский П.А. Обоснование параметров щеточного рабочего органа машины для ворошения фрезерного торфа в расстиле. дис. ... канд.техн.наук: 05.05.06 / Яконовский Павел Александрович. Тверь, 2010. – 118 с.

Andriy Voytik, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vasyl Kravchenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ivan Lisovoy, PhD tech. sci.

Uman national University of horticulture, Uman, Ukraine

Ivan Pavlenko, prof., DSc.

Kirovograd National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The definition of the distance drop of the soil working body of the brush in the disclosure of the root system of the mother plant

Improvement brush the working bodies of machines for disclosure of the root system of the mother plant with the aim of increasing the degree of removal of soil.

The article considers technologies and technical means for the disclosure of the root system of the mother plant clonal rootstocks. Found that the rational option is the use of the combined device with passive and active working element cylindrical brushes with vertical axes of rotation and flexible working elements. Analyzed the workflow of one rod lint brush and determined forces that are not. As a result of analysis of previous studies relating to the distance of the drop particles when working cylindrical brushes using the theory of dimensions and similarity of the equation to determine the distance of the drop of soil particles or soil that covers the root system of the mother plant.

It is established that to ensure the abandonment of the land within its range from which it is removed, vehicles for disclosure of the root system of the mother plant, you must install additional shields.

brush, rod pile, deflection, substrate, roller, soil, size, weight

Одержано 12.11.15

УДК 62–752+62–755

В.В. Гончаров, доц. канд фіз.-мат. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна

Мінімізація тривалості перебігу перехідних процесів роторної машини на пружно-в'язких опорах з одним автобалансиром

Досліджено тривалість перебігу перехідних процесів в роторній машині, в якій ротор поміщений з можливістю обертатися навколо власної поздовжньої осі в корпус на пружно-в'язких опорах і зрівноважується статично одним автобалансиром з багатьма корегувальними вантажами.

Показано, що тривалість перебігу перехідних процесів:

а) залежить від семи безрозмірних параметрів;

б) зменшується при збільшенні маси корегувальних вантажів та значному збільшенні:

- видовженості складеного ротора (на великих швидкостях обертання);

- жорсткості опор корпусу для довгого (на великих швидкостях обертання) і короткого (на малих швидкостях обертання) складеного ротора;

5. Косов В.И. Системные принципы разработки ресурсосберегающих технологий в торфяном производстве. Автореф. на соискание ученой степени докт.техн.наук: спец. 05.15.05 / Косов Владимир Иванович. Тверь, 1991. – 44 с.
6. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. М., 1970. – 904 с.
7. Jeans J.H. The Dyhamical Theory of Gases / J.H. Jeans. - Cambridge University Press, 1925.-284 p.
8. Яконовский П.А. Обоснование параметров щеточного рабочего органа машины для ворошения фрезерного торфа в расстиле. дис. ... канд.техн.наук: 05.05.06 / Яконовский Павел Александрович. Тверь, 2010. – 118 с.

Andriy Voytik, Assos. Prof., PhD tech. sci., Vasyl Kravchenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ivan Lisovoy, PhD tech. sci.

Uman national University of horticulture, Uman, Ukraine

Ivan Pavlenko, prof., DSc.

Kirovograd National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The definition of the distance drop of the soil working body of the brush in the disclosure of the root system of the mother plant

Improvement brush the working bodies of machines for disclosure of the root system of the mother plant with the aim of increasing the degree of removal of soil.

The article considers technologies and technical means for the disclosure of the root system of the mother plant clonal rootstocks. Found that the rational option is the use of the combined device with passive and active working element cylindrical brushes with vertical axes of rotation and flexible working elements. Analyzed the workflow of one rod lint brush and determined forces that are not. As a result of analysis of previous studies relating to the distance of the drop particles when working cylindrical brushes using the theory of dimensions and similarity of the equation to determine the distance of the drop of soil particles or soil that covers the root system of the mother plant.

It is established that to ensure the abandonment of the land within its range from which it is removed, vehicles for disclosure of the root system of the mother plant, you must install additional shields.

brush, rod pile, deflection, substrate, roller, soil, size, weight

Одержано 12.11.15

УДК 62–752+62–755

В.В. Гончаров, доц. канд фіз.-мат. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна

Мінімізація тривалості перебігу перехідних процесів роторної машини на пружно-в'язких опорах з одним автобалансиром

Досліджено тривалість перебігу перехідних процесів в роторній машині, в якій ротор поміщений з можливістю обертатися навколо власної поздовжньої осі в корпус на пружно-в'язких опорах і зрівноважується статично одним автобалансиром з багатьма корегувальними вантажами.

Показано, що тривалість перебігу перехідних процесів:

а) залежить від семи безрозмірних параметрів;

б) зменшується при збільшенні маси корегувальних вантажів та значному збільшенні:

- видовженості складеного ротора (на великих швидкостях обертання);

- жорсткості опор корпусу для довгого (на великих швидкостях обертання) і короткого (на малих швидкостях обертання) складеного ротора;

- швидкості обертання для довгого і дуже короткого складеного ротора;
 в) суттєво зменшується при наближенні швидкості обертання ротора до його резонансної швидкості за рахунок безпосереднього зменшення швидкості обертання або – збільшення резонансної швидкості через збільшення видовженності складеного ротора чи жорсткості його опор;

г) зменшується при: значному віддаленні точки підвісу від центра мас ротора або наближенні безпосередньо до нього для довгого і сферичного (на малих швидкостях обертання) складеного ротора; при наближенні точки підвісу до свого екстремального значення для короткого і сферичного (на великих швидкостях обертання) складеного ротора.

ротор, корпус, дисбаланс, автобалансир, перехідні процеси, мінімізація

В.В. Гончаров, доц., канд. физ.-мат. наук

Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Минимизация продолжительности протекания переходных процессов роторной машины на упруго-вязких опорах с одним авто балансиrom

Исследована продолжительность протекания переходных процессов в роторной машине, в которой ротор помещен с возможностью вращаться вокруг собственной продольной оси в корпус на упруго-вязких опорах и уравнивается статически одним автобалансиrom со многими корригирующими грузами.

Показано, что продолжительность протекания переходных процессов:

а) зависит от семи безразмерных параметров;

б) уменьшается при увеличении массы корригирующих грузов и значительном увеличении:

- удлиненности составного ротора (на больших скоростях вращения);

- жесткости опор корпуса для длинного (на больших скоростях вращения) и короткого (на малых скоростях вращения) составного ротора;

- скорости вращения для длинного и очень короткого составного ротора;

в) существенно уменьшается при приближении скорости вращения ротора к его резонансной скорости за счет непосредственного уменьшения скорости вращения или – увеличения резонансной скорости через увеличение удлиненности составного ротора или жесткости его опор;

г) уменьшается при: существенном удалении точки подвеса АБ от центра масс ротора или приближении непосредственно к нему для длинного и сферического (на малых скоростях вращения) составного ротора; приближении точки подвеса к своему экстремальному значению для короткого и сферического (на больших скоростях вращения) составного ротора.

ротор, корпус, дисбаланс, автобалансир, переходные процессы, минимизация

Вступ. Ротори багатьох відцентрових машин встановлені в корпус з можливістю обертатися, а уже корпус закріплений пружно-в'язко і здійснює неплюскій рух. В цих машинах дисбаланс ротора змінюється в процесі виконання технологічних операцій, тому його доцільно зрівноважувати на ходу пасивними автобалансирами (АБ) [1,2].

Постановка проблеми. На даний момент практично відсутні дослідження тривалості перебігу перехідних процесів (ПП) при статичному зрівноваженні роторних машин, які складаються з ротора, поміщеного з можливістю обертання навколо поздовжньої осі в корпусі на пружно-в'язких опорах, і АБ з багатьма корегувальними вантажами (КВ).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш повний огляд літератури по пасивному автобалансуванню роторних машин наведений в [2]. Врахування цього огляду, більш пізніх публікацій і робіт [3–10] показує, що на сьогодні практично немає робіт, в яких аналітично досліджується ПП при статичному автобалансуванні роторних машин на пружно-в'язких опорах - визначаються тільки умови настання автобалансування у вигляді критичних швидкостей обертання ротора, при переході через які настає або пропадає автобалансування.

В роботі [12] з використанням методу, запропонованого в [11], отримані корені характеристичного рівняння, за якими можна проводити оцінку тривалості перебігу ПП при настанні автобалансування роторної машини на пружно-в'язких опорах із одним АБ з багатьма КВ.

Постановка задачі. Метою даної роботи є аналітична мінімізація тривалості перебігу ПП на основі коренів характеристичного рівняння отриманих в [12] для роторної машини на пружно-в'язких опорах із одним АБ з багатьма КВ.

Для досягнення поставленої мети розв'язуються наступні задачі:

- отримується вираз, який залежить від шести безрозмірних параметрів роторної машини і описує найменшу тривалість її ПП;

- досліджується вплив п'яти параметрів роторної машини на тривалість ПП.

Виклад основного матеріалу

1. Опис теоретико-механічної моделі роторної машини

Осесиметричний ротор масою m_r встановлений в корпусі масою m_c і обертається відносно корпусу з постійною кутовою швидкістю ω (рис. 1). Центри мас ротора і корпусу співпадають і розташовані в точці G . Корпус утримують опори, пружні і в'язкі властивості яких характеризують відповідні числа k і b .

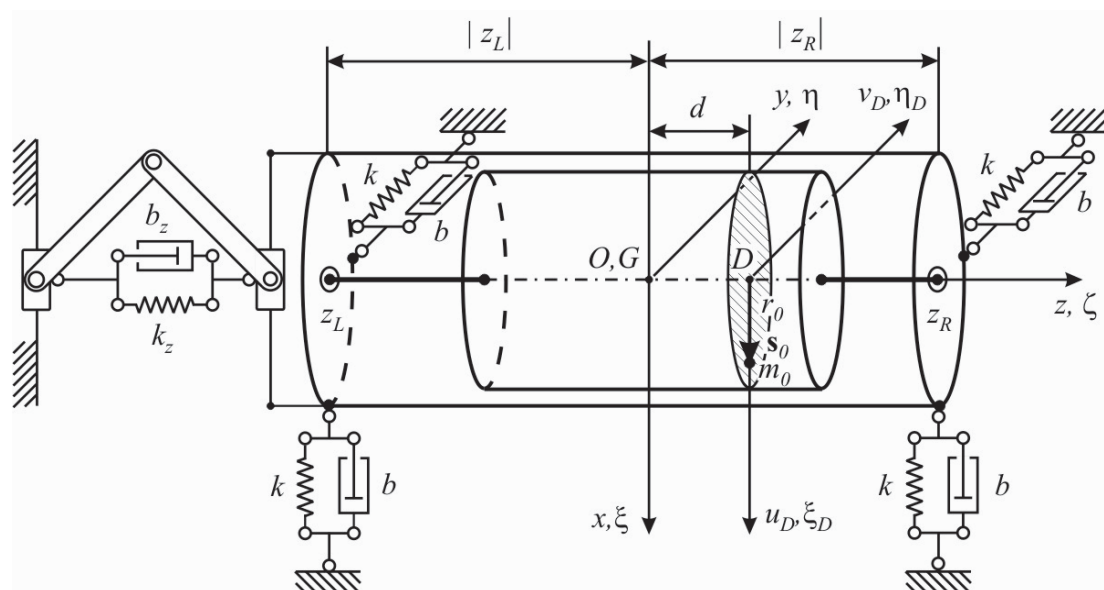


Рисунок 1 – Ротор з АБ в корпусі, встановленому на пружно-в'язких опорах
Джерело: побудовано автором на підставі [12. С. 43].

Рух ротора описується трьома системами осей: нерухомою – $Oxyz$; рухомими – $Guvw$ і $G\xi\eta\zeta$, жорстко зв'язаними відповідно з корпусом і ротором. У вихідному положенні всі три системи співпадають. Вісь Oz спрямована уздовж осі обертання ротора. У площині $z=d>0$ розташований статичний дисбаланс s_0 (рис. 1). У цій площині ротор врівноважує АБ, який складається з n однакових КВ - маятників, куль або циліндричних роликів.

Відносно системи осей $Ouvw$ тензори інерції ротора і корпусу мають вигляд $\mathbf{J}_r = \text{Diag}(A_r, A_r, C_r)$, $\mathbf{J}_c = \text{Diag}(A_c, A_c, C_c)$.

Як це прийнято в теорії пасивних АБ [1-12], дією сил тяжіння нехтуємо і вважаємо, що КВ не заважають рухатися один одному і, у випадку куль або роликів, мають радіуси набагато менше радіуса їх бігових доріжок.

Відносному руху i -ої кулі або ролика (маятника) $/i=1, n/$ в АБ перешкоджає ньютонівська сила (момент сил) в'язкого опору, яка(ий) пропорційна(ий) b – коефіцієнту сил (моменту сил) в'язкого опору.

В роботі [12] показано, що ротор з корпусом утворюють умовний складений ротор (СР) і тривалість перебігу ПП описується коренями характеристичного рівняння $\lambda_{1,4}$:

$$\lambda_{1,2} = -\tilde{\omega}^4 (\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}^2 \tilde{k}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d} \tilde{k}_{x\beta}) / (\tilde{C}_{\tilde{\omega}} \tilde{k}_{\tilde{\omega}} - \tilde{k}_{x\beta}^2) \cdot \tilde{m}(1 \mp p) / \tilde{b}, \quad \lambda_{3,4} = -\tilde{b}, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{де } \tilde{C}_{\tilde{\omega}} &= \tilde{\omega}^2(1 - \tilde{C}) - 1, \quad \tilde{k}_{\tilde{\omega}} = \tilde{\omega}^2 - \tilde{k}_x; \quad \tilde{\omega} = \omega/\omega_0, \quad \tilde{C} = C_r/A, \quad \tilde{k}_x = 2k/(\omega_0^2 M), \\ \tilde{k}_{x\beta} &= k(z_L + z_R)/(\omega_0^2 \sqrt{AM}), \quad \tilde{m} = mn/(2\kappa M), \quad \tilde{b} = b/(m\kappa\omega_0), \quad \tilde{d} = d\sqrt{M/A}; \\ M &= m_c + m_r, \quad A = A_c + A_r, \quad \omega_0 = \sqrt{k_{\beta}/A}; \end{aligned}$$

p – параметр АБ, який на встановленому русі при більше двох КВ в АБ є випадковою величиною і при фіксованих масо-інерційних параметрах роторної машини може приймати будь-яке значення на області $[0; 1]$, яке визначається поточним розташуванням КВ в АБ на встановленому русі з сім'ї таких рухів;

κ – коефіцієнт, який характеризує кінетичну енергію обертального руху КВ.

2. Мінімізація тривалості перебігу ПП роторної машини

Тривалість перебігу ПП визначається найбільшою дійсною частиною коренів (1), тобто значенням $\lambda_m = \max(\operatorname{Re} \lambda_i), / i = 1, 4 /$. Вона буде тим меншою чим менше значення λ_m . З (1) маємо:

$$\lambda_m = \begin{cases} -\tilde{b}_{\text{кр}}^2 / \tilde{b}, & \text{при } \tilde{b} \geq \tilde{b}_{\text{кр}}, \\ -\tilde{b}, & \text{при } \tilde{b} < \tilde{b}_{\text{кр}}, \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{де } \tilde{b}_{\text{кр}} = \tilde{\omega}^2 \sqrt{\tilde{m}(1-p)(\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}^2 \tilde{k}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d} \tilde{k}_{x\beta}) / (\tilde{C}_{\tilde{\omega}} \tilde{k}_{\tilde{\omega}} - \tilde{k}_{x\beta}^2)}. \quad (3)$$

З (2) слідує, що $\min \lambda_m = -\tilde{b}_{\text{кр}}$, тому задача мінімізації тривалості перебігу ПП зводиться до дослідження параметра $\tilde{b}_{\text{кр}}$ на найбільше значення. Так як параметр p при більше 2-х КВ в АБ не є конструктивним параметром (до початку роботи роторної машини йому не можна надати певного фіксованого значення), то параметр $\tilde{b}_{\text{кр}}$ є функцією шести безрозмірних параметрів $\tilde{\omega}, \tilde{C}, \tilde{d}, \tilde{k}_x, \tilde{k}_{x\beta}, \tilde{m}$, які можна корегувати. Визначимо вплив кожного з цих параметрів на $\tilde{b}_{\text{кр}}$ і знайдемо максимальне значення параметра $\tilde{b}_{\text{кр}}$.

2.1. Вплив маси КВ на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує що, параметр $\tilde{b}_{\text{кр}}$ є монотонно зростаючим по \tilde{m} , тому тривалість перебігу ПП буде найменшою при найбільшому значенні параметру \tilde{m} , при якому його ще можна вважати малою величиною.

2.2. Вплив видовженності СР на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує, що:

а) область визначення параметра \tilde{C} :

$$\tilde{C} \in \begin{cases} (0; \tilde{C}_1) & \text{при } \tilde{\omega}^2 < (\tilde{d}^2 \tilde{k}_x - 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} + 1) / (1 + \tilde{d}^2), \\ (\tilde{C}_2; \tilde{C}_1) & \text{при } (\tilde{d}^2 \tilde{k}_x - 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} + 1) / (1 + \tilde{d}^2) < \tilde{\omega}^2 < \tilde{k}_x, \\ (\tilde{C}_2; \infty) & \text{при } \tilde{k}_x \leq \tilde{\omega}^2 < [1 + \tilde{k}_x + \sqrt{(1 - \tilde{k}_x)^2 + 4\tilde{k}_{x\beta}^2}] / 2, \\ (0; \tilde{C}_1) \cup (\tilde{C}_2; \infty) & \text{при } [1 + \tilde{k}_x + \sqrt{(1 - \tilde{k}_x)^2 + 4\tilde{k}_{x\beta}^2}] / 2 < \tilde{\omega}^2, \end{cases}$$

де $\tilde{C}_1 = 1 - [1 + \tilde{k}_{x\beta}^2 / (\tilde{\omega}^2 - \tilde{k}_x)] / \tilde{\omega}^2$, $\tilde{C}_2 = 1 + [\tilde{d}^2 (\tilde{\omega}^2 - \tilde{k}_x) + 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} - 1] / \tilde{\omega}^2$ – критичні значення параметра \tilde{C} ;

б) похідна $\tilde{b}_{кр}$ по параметру \tilde{C} :

$$(\tilde{b}_{кр})'_{\tilde{C}} = \tilde{\omega}^4 \sqrt{\tilde{m}(1-p)} (\tilde{d}\tilde{k}_{\tilde{\omega}} + \tilde{k}_{x\beta})^2 / [2\sqrt{(\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}^2 \tilde{k}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta})(\tilde{C}_{\tilde{\omega}} \tilde{k}_{\tilde{\omega}} - \tilde{k}_{x\beta}^2)^3}] < 0.$$

Тому параметр $\tilde{b}_{кр}$ є зростаючим відносно \tilde{C} і тривалість перебігу ПП тим менша, чим коротший СР. Таким чином, тривалість перебігу ПП:

- зменшується при значному збільшенні параметра \tilde{C} на великих швидкостях обертання ротора – $\tilde{\omega}^2 > \tilde{k}_x$;

- суттєво зменшується при наближенні параметра \tilde{C} до значення \tilde{C}_1 на швидкостях обертання ротора $\tilde{\omega}^2 \in (0; \tilde{k}_x) \cup (\tilde{\omega}^2 > [1 + \tilde{k}_x + \sqrt{(1 - \tilde{k}_x)^2 + 4\tilde{k}_{x\beta}^2}] / 2; \infty)$, при цьому швидкість обертання ротора наближається до його резонансної швидкості.

2.3. Вплив жорсткості опор СР на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує, що

а) область визначення параметра \tilde{k}_x :

- для довгого СР ($1 - \tilde{C} > 0$):

$$\tilde{k}_x \in \begin{cases} (0; \tilde{k}_{x1}) & \text{при } \tilde{\omega}^2 < (1 - 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta}) / (1 - \tilde{C} + \tilde{d}^2), \\ [\tilde{k}_{x2}; \tilde{k}_{x1}) & \text{при } (1 - 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta}) / (1 - \tilde{C} + \tilde{d}^2) \leq \tilde{\omega}^2 < 1 / (1 - \tilde{C}), \\ [\tilde{k}_{x2}; \infty) & \text{при } 1 / (1 - \tilde{C}) \leq \tilde{\omega}^2 < [1 + \sqrt{1 + 4\tilde{k}_{x\beta}^2 (1 - \tilde{C})}] / [2(1 - \tilde{C})], \\ (0; \tilde{k}_{x1}) \cup [\tilde{k}_{x2}; \infty) & \text{при } [1 + \sqrt{1 + 4\tilde{k}_{x\beta}^2 (1 - \tilde{C})}] / [2(1 - \tilde{C})] \leq \tilde{\omega}^2, \end{cases}$$

де $\tilde{k}_{x1} = \tilde{\omega}^2 - \tilde{k}_{x\beta}^2 / \tilde{C}_{\tilde{\omega}}$, $\tilde{k}_{x2} = \tilde{\omega}^2 + (\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta}) / \tilde{d}^2$ – критичні значення параметра \tilde{k}_x ;

- для короткого СР ($1 - \tilde{C} < 0$):

$$\tilde{k}_x \in \begin{cases} (0; \tilde{k}_{x1}) \cup [\tilde{k}_{x2}; \infty) & \text{при } \tilde{\omega}^2 < 1 / (1 - \tilde{C}), \\ [\tilde{k}_{x2}; \tilde{k}_{x1}) & \text{при } 1 / (1 - \tilde{C}) \leq \tilde{\omega}^2; \end{cases}$$

- для сферичного СР ($1 - \tilde{C} = 0$):

$$\tilde{k}_x \in \begin{cases} (0; \tilde{k}_{x4}) & \text{при } \tilde{\omega}^2 < (2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} - 1) / \tilde{d}^2, \\ [\tilde{k}_{x3}; \tilde{k}_{x4}) & \text{при } (2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} - 1) / \tilde{d}^2 \leq \tilde{\omega}^2, \end{cases}$$

де $\tilde{k}_{x3} = \tilde{\omega}^2 + (2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} - 1) / \tilde{d}^2$, $\tilde{k}_{x4} = \tilde{\omega}^2 + \tilde{k}_{x\beta}^2$ – критичні значення жорсткості сферичного ротора;

б) похідна $\tilde{b}_{кр}$ по параметру \tilde{k}_x :

$$(\tilde{b}_{кр})'_{\tilde{k}_x} = \tilde{\omega}^2 \sqrt{\tilde{m}(1-p)} (\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}\tilde{k}_{x\beta})^2 / \sqrt{(\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}^2\tilde{k}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta})(\tilde{C}_{\tilde{\omega}}\tilde{k}_{\tilde{\omega}} - \tilde{k}_{x\beta}^2)^3} < 0.$$

Тому параметр $\tilde{b}_{кр}$ є зростаючим відносно \tilde{k}_x і тривалість перебігу ПП:

- зменшується при значному збільшенні жорсткості опор \tilde{k}_x ($\tilde{k}_x \rightarrow \infty$) на швидкостях обертання: $\tilde{\omega}^2 \geq 1/(1-\tilde{C})$, якщо СР довгий, і $\tilde{\omega}^2 < 1/(1-\tilde{C})$, якщо СР короткий;

- суттєво зменшується при наближенні жорсткості опор \tilde{k}_x до значення: \tilde{k}_{x1} на швидкостей обертання $\tilde{\omega}^2 \in (0; 1/(1-\tilde{C})) \cup ([1/(1-\tilde{C}) + \sqrt{1/(1-\tilde{C})^2 + 4\tilde{k}_{x\beta}^2/(1-\tilde{C})}] / 2; \infty)$ для довгого СР і на будь-яких швидкостях обертання для короткого СР; \tilde{k}_{x4} для сферичного СР (при цьому в усіх випадках швидкість обертання ротора наближається до його резонансної швидкості).

2.4. Вплив положення точки підвісу АБ СР на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує, що:

а) область визначення параметра \tilde{d} :

- для довгого СР:

$$\tilde{d} \in \begin{cases} (0; \tilde{d}_1) \cup (\tilde{d}_2; \infty) & \text{при } \tilde{\omega}_{p1}^2 < \tilde{\omega}^2 < \min(\tilde{\omega}_{вч1}^2, \tilde{\omega}_{вч2}^2), \tilde{k}_{x\beta} > 0, \\ (\tilde{d}_2; \infty) & \text{при } \tilde{\omega}_{вч2}^2 < \tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч1}^2, \\ (0; \tilde{d}_1) & \text{при } \tilde{\omega}_{вч1}^2 < \tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч2}^2, \\ (0; \infty) & \text{при } \tilde{\omega}_{p2}^2 < \tilde{\omega}^2, \end{cases}$$

де $\tilde{d}_{1,2} = (-\tilde{k}_{x\beta} \pm \sqrt{\tilde{k}_{x\beta}^2 - \tilde{C}_{\tilde{\omega}}\tilde{k}_{\tilde{\omega}}}) / \tilde{k}_{\tilde{\omega}}$ – критичні положення точки підвісу АБ,

$\tilde{\omega}_{p1,p2}^2 = [1 + \tilde{k}_x(1-\tilde{C}) \pm \sqrt{[1 - \tilde{k}_x(1-\tilde{C})]^2 + 4(1-\tilde{C})\tilde{k}_{x\beta}^2}] / [2(1-\tilde{C})]$ – резонансні швидкості довгого СР;

- для короткого СР:

$$\tilde{d} \in \begin{cases} (\tilde{d}_1; \tilde{d}_2) & \text{при } 0 < \tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч1}^2, \tilde{k}_{x\beta} > 0, \\ (0; \tilde{d}_1) & \text{при } \tilde{\omega}_{p1}^2 < \tilde{\omega}^2; \end{cases}$$

- для сферичного СР:

$$\tilde{d} \in \begin{cases} (0; \tilde{d}_1) \cup (\tilde{d}_2; \infty) & \text{при } \tilde{\omega}_p^2 < \tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч1}^2, \tilde{k}_{x\beta} > 0, \\ (0; \tilde{d}_1) & \text{при } \tilde{\omega}_{вч1}^2 < \tilde{\omega}^2, \end{cases}$$

де $\tilde{\omega}_p^2 = \tilde{k}_x - \tilde{k}_{x\beta}^2$ - резонансна швидкість сферичного СР;

б) похідна $\tilde{b}_{кр}$ по параметру \tilde{d} :

$$(\tilde{b}_{кр})'_{\tilde{d}} = \tilde{\omega}^2 \sqrt{\tilde{m}(1-p)\tilde{k}_{\tilde{\omega}}(\tilde{d} - \tilde{d}_0)} / \sqrt{(\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}^2\tilde{k}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta})(\tilde{C}_{\tilde{\omega}}\tilde{k}_{\tilde{\omega}} - \tilde{k}_{x\beta}^2)},$$

де $\tilde{d}_0 = -\tilde{k}_{x\beta} / \tilde{k}_{\tilde{\omega}}$ - екстремальне значення параметра \tilde{d} , при цьому $(\tilde{b}_{кр})'_{\tilde{d}} \geq 0$, якщо $\tilde{d}\tilde{k}_{\tilde{\omega}} + \tilde{k}_{x\beta} \geq 0$, і $(\tilde{b}_{кр})'_{\tilde{d}} < 0$, якщо $\tilde{d}\tilde{k}_{\tilde{\omega}} + \tilde{k}_{x\beta} < 0$.

Тому тривалість перебігу ПП зменшується:

- для довгого СР при: значному збільшенні параметра \tilde{d} ($\tilde{d} \rightarrow \infty$) на швидкостях обертання $\tilde{\omega}_{p1}^2 < \tilde{\omega}^2 < \min(\tilde{\omega}_{вч1}^2, \tilde{\omega}_{вч2}^2)$ (при $\tilde{k}_{x\beta} > 0$, $\tilde{d} > \tilde{d}_2$) або $\tilde{\omega}_{p2}^2 < \tilde{\omega}^2$; значному зменшенні параметра \tilde{d} ($\tilde{d} \rightarrow 0$) на швидкостях обертання $\tilde{\omega}_{вч1}^2 < \tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч2}^2$ або $\tilde{\omega}_{p1}^2 < \tilde{\omega}^2 < \min(\tilde{\omega}_{вч1}^2, \tilde{\omega}_{вч2}^2)$ (при $\tilde{k}_{x\beta} > 0$, $\tilde{d} < \tilde{d}_1$);

- для короткого СР при $\tilde{d} \rightarrow \max(0; \tilde{d}_0)$ на швидкостях обертання: великих ($\tilde{\omega}_{вч1}^2 < \tilde{\omega}^2$) і малих ($\tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч1}^2$) при $\tilde{k}_{x\beta} > 0$;

- для сферичного СР на швидкостях обертання: малих ($\tilde{\omega}_p^2 < \tilde{\omega}^2 < \tilde{\omega}_{вч1}^2, \tilde{k}_{x\beta} > 0$) при значному зменшенні параметра \tilde{d} ($\tilde{d} \rightarrow 0$), якщо $\tilde{d} < \tilde{d}_1$, і при значному збільшенні параметра \tilde{d} ($\tilde{d} \rightarrow \infty$), якщо $\tilde{d} > \tilde{d}_2$; великих ($\tilde{\omega}_{вч1}^2 < \tilde{\omega}^2$) при $\tilde{d} \rightarrow \max(0; \tilde{d}_0)$.

2.5. Вплив швидкості обертання ротора на тривалість перебігу ПП

З (3) слідує, що

а) область визначення параметра $\tilde{\omega}^2$:

- для довгого СР - $\tilde{\omega}^2 \in (\tilde{\omega}_{p1}^2; \tilde{\omega}_{p2}^2) \cup (\tilde{\omega}_{p3}^2; \infty)$, де $\tilde{\omega}_{p2}^2 = (\tilde{k}_x \tilde{d}^2 - 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta} + 1) / (\tilde{d}^2 + 1 - \tilde{C})$;

- для короткого СР $\tilde{\omega}^2 \in (\tilde{\omega}_{p1}^2; \infty)$ при $1 - \tilde{C} < -\tilde{d}^2$ і $\tilde{\omega}^2 \in (\tilde{\omega}_{p1}^2; \tilde{\omega}_{p2}^2)$ при $1 - \tilde{C} > -\tilde{d}^2$;

- для сферичного СР - $\tilde{\omega}^2 \in (\tilde{k}_x - \tilde{k}_{x\beta}^2; \tilde{\omega}_{p2}^2)$;

б) похідна $\tilde{b}_{кр}$ по параметру $\tilde{\omega}^2$ - $(\tilde{b}_{кр})'_{\tilde{\omega}^2} = -K(\tilde{\omega}^2)f(\tilde{\omega}^2)$,

де $K(\tilde{\omega}^2) = \sqrt{\tilde{m}(1-p) / [(\tilde{C}_{\tilde{\omega}} + \tilde{d}^2\tilde{k}_{\tilde{\omega}} + 2\tilde{d}\tilde{k}_{x\beta})(\tilde{C}_{\tilde{\omega}}\tilde{k}_{\tilde{\omega}} - \tilde{k}_{x\beta}^2)^3]} (1 - \tilde{C} + \tilde{d}^2)(1 - \tilde{C}) / 2$,

$f(\tilde{\omega}^2) = \tilde{\omega}^6 - 2(\tilde{\omega}_{p1}^2 + \tilde{\omega}_{p3}^2)\tilde{\omega}^4 + \tilde{\omega}^2[3\tilde{\omega}_{p1}^2\tilde{\omega}_{p3}^2 + (\tilde{\omega}_{p1}^2 + \tilde{\omega}_{p3}^2)\tilde{\omega}_{p2}^2] - 2\tilde{\omega}_{p1}^2\tilde{\omega}_{p2}^2\tilde{\omega}_{p3}^2$.

Можна показати, що кубічна парабола $f(\tilde{\omega}^2)$ може мати від одного до трьох коренів. При цьому вона:

- для довгого СР при виконанні умов $\tilde{\omega}_{p2}^2 < \tilde{\omega}_*^2, \tilde{\omega}_{p2}^2 = \tilde{\omega}_*^2$; $\tilde{\omega}_{p2}^2 > \tilde{\omega}_*^2$, $2\tilde{\omega}_{p1}^2 < \tilde{\omega}_{p3}^2$, де $\tilde{\omega}_*^2 = [9\tilde{\omega}_{p1}^2\tilde{\omega}_{p3}^2(\tilde{\omega}_{p1}^4 - \tilde{\omega}_{p1}^2\tilde{\omega}_{p3}^2 + \tilde{\omega}_{p3}^4)] / (\tilde{\omega}_{p1}^2 + \tilde{\omega}_{p3}^2)^3$, має, відповідно, один $\tilde{\omega}_3^2$, два $\tilde{\omega}_{2,3}^2$ або три $\tilde{\omega}_{1,3}^2$ корені, які задовольняють умови $\tilde{\omega}_{1,2}^2 \in (\tilde{\omega}_{p1}^2, \tilde{\omega}_{p2}^2)$, $\tilde{\omega}_3^2 \in (\tilde{\omega}_{p3}^2, \infty)$ і $\tilde{b}_{кр}(\tilde{\omega}_{p1}^2) < \tilde{b}_{кр}(\tilde{\omega}_{p3}^2) < \tilde{b}_{кр}(\tilde{\omega}_{p3}^2)$, $\tilde{b}_{кр}(\tilde{\omega}_{p1}^2) - \tilde{b}_{кр}(\tilde{\omega}_{p2}^2) < 1$;

- для короткого ротора: при $1 - \tilde{C} < -\tilde{d}^2$ має один корінь $\tilde{\omega}_3^2$ і параметр $\tilde{b}_{кр}$ має локальний мінімум; при $1 - \tilde{C} > -\tilde{d}^2$ не має коренів і параметр $\tilde{b}_{кр}$ є монотонно спадним;

- для сферичного не має коренів і параметр $\tilde{b}_{кр}$ є монотонно спадним.

Тому тривалість перебігу ПП:

а) зменшується при значному збільшенні швидкості обертання ротора (на великих швидкостях обертання) для будь-якого довгого СР і короткого СР при $1 - \tilde{C} < -\tilde{d}^2$;

б) суттєво зменшується при наближенні швидкості обертання ротора до однієї з своїх резонансних швидкостей.

Висновки. В результаті досліджень було встановлено, що тривалість перебігу ПП роторної машини на пружно-в'язких опорах з одним АБ:

а) залежить від семи безрозмірних параметрів;

б) зменшується при збільшенні маси КВ та значному збільшенні:

- видовженності СР (на великих швидкостях обертання);

- жорсткості опор корпуса для довгого СР (на великих швидкостях обертання) і для короткого СР (на малих швидкостях обертання);

- швидкості обертання ротора для довгого і дуже короткого СР;

в) суттєво зменшується при наближенні швидкості обертання ротора до його резонансної швидкості за рахунок безпосереднього зменшення швидкості обертання або – збільшення резонансної швидкості СР через збільшення його видовженності чи жорсткості його опор;

г) зменшується при: значному віддаленні точки підвісу від центра мас ротора або наближенні до нього для довгого і сферичного (на малих швидкостях обертання) СР; при наближенні точки підвісу до свого екстремального значення для короткого і сферичного (на великих швидкостях обертання) СР.

Список літератури

1. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия [Текст] / А.А. Гусаров. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
2. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами [Текст] / Г.Б. Філімоніхін. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
3. Sperling L. Self-synchronization and automatic balancing in rotor dynamics [Tekt] / L. Sperling, F. Merten, H. Duckstein // Int. J. Rotating Machinery. – 2000. – V. 6. – № 4. – P. 275-285.
4. Sperling L. Simulation of two-plain automatic balancing of a rigid rotor [Tekt] / L. Sperling, B. Ryzhik, Ch. Linz, H. Duckstein // Mathematics and Computers in Simulation – 2002. – V. 58. – № 4–6, – P. 351–365.
5. Sperling L. Single-Plain Auto-Balancing of Rigid Rotors [Tekt] / L. Sperling, B. Ryzhik, H. Duckstein // Technische Mechanic. – 2004. – V. 24. – № 1. – P. 1-24.
6. Green K. Bifurcation analysis of an automatic dynamic balancing mechanism for eccentric rotors [Tekt] / K. Green, A.R. Champneys, N.J. Lieven // Journal of Sound and Vibration, Volume 291, Issues 3–5, 4 April 2006. – P. 861-881.
7. Lu Chung-Jen. [Analytical study of the stability of a two-ball automatic balancer](#) [Tekt] / Lu Chung-Jen, Wang Ming-Cheng, Huang Shih-Hsuan. // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2009. – V. 23. – Iss. 3. – P. 884-896.
8. Bolton J.N. Single- and dual-plane automatic balancing of an elastically mounted cylindrical rotor with considerations of coulomb friction and gravity: Diss. ... degree of Dr. of Philosophy in Engineering Mechanics [Tekt] / J.N. Bolton – Blacksburg, Virginia, 2010. – 317 p.
9. Rodrigues D.J. [Two-plane automatic balancing: A symmetry breaking analysis](#) [Tekt] / D.J. Rodrigues, A.R. Champneys, M.I. Friswell, R.E. Wilson // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2011. – V. 46. – Iss. 9. – P. 1139-1154.
10. Mousa Rezaee. Improving the working performance of automatic ball balancer by modifying its mechanism [Tekt] / Mousa Rezaee, Reza Fathi. // Journal of Sound and Vibration. – Available online 29 August 2015.
11. Філімоніхін Г.Б. Методика складання диференціальних рівнянь руху роторних систем з автобалансирами і її застосування до системи ротор – масивний корпус – автобалансир [Текст] / Г.Б. Філімоніхін, В.В. Гончаров // Збірник наукових праць КНТУ. – 2009. – Вип. 22. – С. 357-363.
12. Филимонихин Г.Б. Уравновешивание автобалансиrom ротора в упруго-вязко закреплённом корпусе с неподвижной точкой [Текст] / Г.Б. Филимонихин, В.В. Гончаров // Известия Томского политехнического университета. – 2014. – Т. 325, № 2. – С. 41-49.

Valery Honcharov, Assos. Prof., PhD phys. & math.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The minimization of the duration of the flow of the transition processes of rotor machine on the viscoelastic supports with one auto-balancer

Passive auto-balancers are used at balancing of many rotary machines. The investigations of transition processes upon the occurrence of auto-balancing of rotating machines with auto-balancers are absent practically at the moment.

In this work analytically investigated the duration of the flow of the transition processes upon the occurrence of auto-balancing in rotor machine in which the rotor is placed with the possibility to rotate around its longitudinal axis in a corps on viscoelastic supports and statically balanced by one auto-balancer with many corrective weights.

It is shown that the duration of the flow of the transition processes:

- a) depends on seven dimensionless parameters;
 - b) decreases with increasing of mass of corrective weights and with a significant increase:
 - elongation of the composite rotor (at great speeds of rotation);
 - of stiffness of supports of the corps for the long (at great speeds of rotation) and short (at low speeds of rotation) of the composite rotor;
 - of the speed of rotation for long and very short of the composite rotor;
 - c) decreases substantially at approaching of the speed of rotation of the rotor to its resonant speed by directly reduction of the speed of rotation or - increasing of resonant speed by increasing of the elongation of the composite rotor or of stiffness its supports;
 - d) decreases when: a significant removal of a point of suspension of AB from the center mass of the rotor, or approach to it for the long and spherical (at low speeds of rotation) of composite rotor; approximation of the point of suspension to its extreme value for short and spherical (at high speeds of rotation) of composite rotor.
- rotor, corps, imbalance, auto-balancer, transition processes, minimizing**

Одержано 10.11.15

УДК 631.354(872)

О.Ф. Говоров, ст. наук. співроб., канд. техн. наук

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», смт. Глеваха, Київська обл., Україна, aleksandr_govorov@ukr.net

Дисковий універсальний подрібнювач-розподілювач стебел рослин з регульованою шириною смуги розподілення подрібнених частинок

Обґрунтована технологічно-конструкційна схема універсального дискового подрібнювача-розподілювача усіх видів сільськогосподарських культур і поживних залишків, в тому числі і соломи із валків згідно з агротехнічними вимогами, котрий забезпечує регулювання ширини смуги розділення частинок подрібненої соломи із валків, в залежності від ширини захвату жатки комбайна, яким утворені валки.

платформа, регульовальний щиток, опорне колесо, секція, дисковий різальний апарат, тримач, шарнір, ніж, стебло рослин, поживні рештки

А.Ф. Говоров, ст. научн. сотр., канд. техн. наук

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

Дисковый универсальный измельчитель-распределитель стеблей растений с регулируемой шириной полосы распределения измельченных частичек

© О.Ф. Говоров, 2015

Valery Honcharov, Assos. Prof., PhD phys. & math.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The minimization of the duration of the flow of the transition processes of rotor machine on the viscoelastic supports with one auto-balancer

Passive auto-balancers are used at balancing of many rotary machines. The investigations of transition processes upon the occurrence of auto-balancing of rotating machines with auto-balancers are absent practically at the moment.

In this work analytically investigated the duration of the flow of the transition processes upon the occurrence of auto-balancing in rotor machine in which the rotor is placed with the possibility to rotate around its longitudinal axis in a corps on viscoelastic supports and statically balanced by one auto-balancer with many corrective weights.

It is shown that the duration of the flow of the transition processes:

- a) depends on seven dimensionless parameters;
 - b) decreases with increasing of mass of corrective weights and with a significant increase:
 - elongation of the composite rotor (at great speeds of rotation);
 - of stiffness of supports of the corps for the long (at great speeds of rotation) and short (at low speeds of rotation) of the composite rotor;
 - of the speed of rotation for long and very short of the composite rotor;
 - c) decreases substantially at approaching of the speed of rotation of the rotor to its resonant speed by directly reduction of the speed of rotation or - increasing of resonant speed by increasing of the elongation of the composite rotor or of stiffness its supports;
 - d) decreases when: a significant removal of a point of suspension of AB from the center mass of the rotor, or approach to it for the long and spherical (at low speeds of rotation) of composite rotor; approximation of the point of suspension to its extreme value for short and spherical (at high speeds of rotation) of composite rotor.
- rotor, corps, imbalance, auto-balancer, transition processes, minimizing**

Одержано 10.11.15

УДК 631.354(872)

О.Ф. Говоров, ст. наук. співроб., канд. техн. наук

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства», смт. Глеваха, Київська обл., Україна, alexsandr_govorov@ukr.net

Дисковий універсальний подрібнювач-розподілювач стебел рослин з регульованою шириною смуги розподілення подрібнених частинок

Обґрунтована технологічно-конструкційна схема універсального дискового подрібнювача-розподілювача усіх видів сільськогосподарських культур і поживних залишків, в тому числі і соломи із валків згідно з агротехнічними вимогами, котрий забезпечує регулювання ширини смуги розділення частинок подрібненої соломи із валків, в залежності від ширини захвату жатки комбайна, яким утворені валки.

платформа, регульовальний щиток, опорне колесо, секція, дисковий різальний апарат, тримач, шарнір, ніж, стебло рослин, поживні рештки

А.Ф. Говоров, ст. научн. сотр., канд. техн. наук

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

Дисковый универсальный измельчитель-распределитель стеблей растений с регулируемой шириной полосы распределения измельченных частичек

© О.Ф. Говоров, 2015

В статті обоснована технологічно-конструкційна схема універсального дискового измельчителя-распределителя всех видов сельскохозяйственных культур и пожнивных остатков, в том числе и соломы из валков в соответствии с агротехническими требованиями, который обеспечивает регулирование ширины полосы распределения частичек измельченной соломы из валков, в зависимости от ширины захвата жатки комбайна, которым образованы валки.

платформа, регулировочный щиток, опорное колесо, секция, дисковый режущий аппарат, держатель, шарнир, нож, стебель растения, пожнивные остатки

Постановка проблеми. В західних країнах широко використовуються стебла рослин для органічного збагачення ґрунту. Це рослини-сидерати, стебла кукурудзи при її двофазному збиранні на зерно та пожнивні залишки – солома у валках, утворених зернозбиральними комбайнами, стерня сільськогосподарських культур та бур'яни.

Щоб ефективно використати стебла рослин їх необхідно подрібнити на частинки довжиною на більше 15 см і загорнути у ґрунт на глибину не менше 10 см.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для подрібнення стебел рослин в країнах Заходу широко використовуються спеціальні машини – подрібнювачі-розподільвачі. Виробництво таких машин розпочато і в нашій країні.

По конструкції подрібнювачі розподільвачі розділяються на дві групи – дискові і барабанні.

Робочими органами дискових подрібнювачів-розподільвачів (рис. 1) є диски, встановлені на вертикальних валах, до яких шарнірно закріплені ножі. Тобто вони подібні до робочих органів ротаційних косарок і відрізняються від них тим, що вони розміщені в кожусі і тому забезпечують не тільки скошування, а й подрібнення стебел рослин [1].

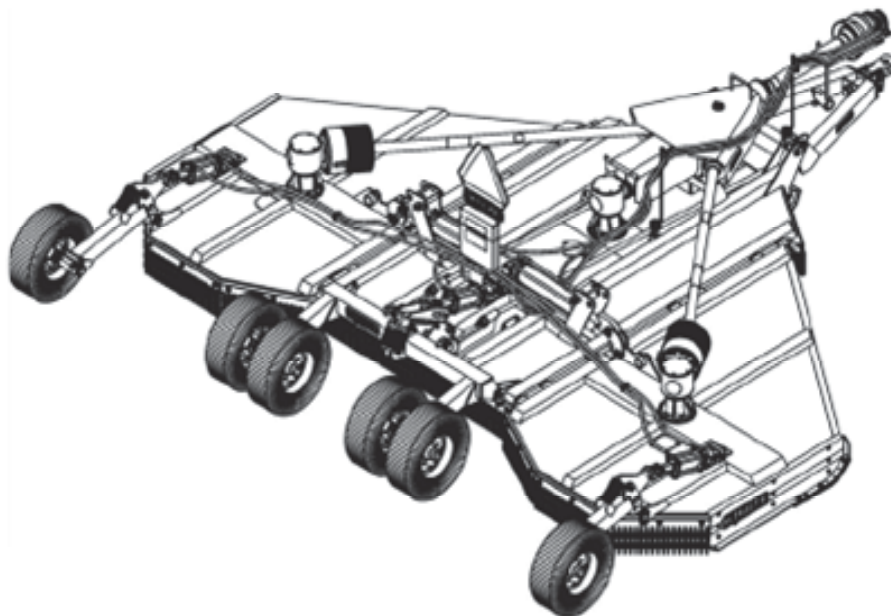


Рисунок 1 – Дисковий подрібнювач розподільвач S 150 фірми „Schulte” (Канада)
Джерело: [1]



Рисунок 2 – Барабанный подрібнювач-розподілювач Tigre 300 фірми „Maschio” (Італія)
Джерело: [2]

Робочими органами барабаних подрібнювачів-розподілювачів (рис. 2) є трубчастий вал з горизонтальною віссю обертання, до якого шарнірно закріплені ножі. Тобто він подібний до робочого органу косарки-подрібнювача КИР-1,5 і відрізняється тим, що він розміщений у циліндричному кожусі і тому подрібнені частинки стебел падають на ґрунт позаду машини [2].

Перевагами дискових подрібнювачів-розподілювачів є у 30 разів менша кількість і значно простіших у виготовленні ножів на одиницю ширини захвату та простота переведення широкозахватної машини у транспортне положення.

Недоліками дискових подрібнювачів-розподілювачів є недостатня ширина смуги розподілення подрібнених частинок соломи при її подрібненні із валків і неможливість її регулювання.

Тому надалі стаття буде відноситись до питання удосконалення дискового подрібнювача-розподілювача.

Постановка завдання. Збільшення ширини смуги розподілення частинок подрібненої соломи із валків дисковим подрібнювачем-розподілювачем і забезпечення її регулювання в залежності від ширини захвату жатки комбайна, яким утворений валок.

Виклад основного матеріалу. Прикладом дискового подрібнювача-розподілювача може бути вітчизняна машина ПРН-4,5 „Поділля” (рис. 3), конструкція якої розроблена в ННЦ „ІМЕСГ”, а серійне виробництво освоїв ТОВ „Завод Красилівмаш” [3].

Базою цього подрібнювача-розподілювача є горизонтальна платформа, виготовлена із сталевго листа товщиною 5 мм, яка складається із трьох секцій. По периметру платформа обладнана обичайкою, причому її бокові частини виконані глухими (із сталевго листа), а передня і задня частини у вигляді підвішених ланцюжків, котрі відхиляються під тиском матеріалу.

Середня секція платформи є головною і її задня частина обладнана транспортно-опорними колесами з гідроциліндром підйому, а до передньої частини закріплена сниця для приєднання до причіпної серги трактора. До центральної секції шарнірно приєднані бокові секції права і ліва, які обладнані опорними колесами та гідроциліндрами для переведення машини у транспортне положення.

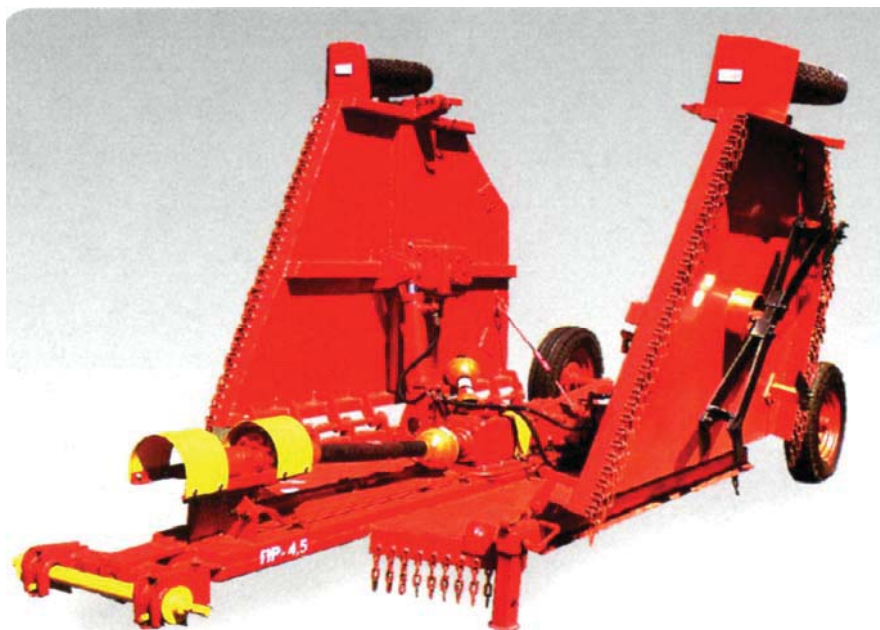


Рисунок 3 – Дисковий подрібнювач-розподільювач стебел сільськогосподарських рослин ПРН-4,5 „Поділля” підприємства ТОВ „Завод Красилівмаш” в транспортному положенні
Джерело: [3]

Усі опорні колеса цієї машини обладнані гвинтовими механізмами для регулювання висоти скошування стебел рослин.

В кожній секції платформи розміщений один різальний апарат, виготовлений у вигляді встановленого в підшипниках вертикального вала, до нижнього кінця якого нерухомо закріплений пластинчастий тримач, з котрим шарнірно з'єднані два ножі.

Приводиться в рух подрібнювач-розподільювач від ВВП трактора. Головним карданним валом приводиться в рух оригінальний конічний редуктор, який має три ведені вали, вісь одного з яких вертикальна, а осі двох інших горизонтальні і розміщені під кутами до напрямку руху агрегату. Цей редуктор встановлений над різальним апаратом середньої секції, який приводиться в рух від вертикального веденого вала цього редуктора. Різальні апарати бокових секцій приводяться в рух від ведених валів звичайних конічних редукторів, ведучі вали котрих допоміжними карданними валами з'єднані з горизонтальними веденими валами оригінального конічного редуктора.

Такий механізм приводу надійний в роботі і найголовніше, не перешкоджає підніманню гідроциліндрами бокових секцій угору при переведенні машини в транспортне положення.

При роботі подрібнювача-розподільювача передньою частиною його платформи рослинний матеріал пригинається, ущільнюється і піднімаючи угору ланцюжки обичайки, надходить до різальних апаратів, якими спочатку скошується, а потім подрібнюється їх ножами і подрібнені частинки кидаються ножами на задні частини обичайки. При цьому, дрібні частинки пролітають через проміжки між ланцюжками і падають на поле позаду агрегату, а крупніші частинки, які не проходять через ці проміжки, захоплюються ножами і додатково подрібнюються.

Цей подрібнювач-розподільювач агрегувався з тракторами класів 1,4-2,0, оскільки в період подрібнення стерні кукурудзи в господарствах проводиться зяблева оранка і трактори вищих класів зайняті на ній. Щоб оптимально завантажити двигун такого трактор, а ширина захвату подрібнювача-розподільювача ПРН-4,5 становить 4,5 м.

Але при подрібненні соломи із валків, утворених зернозбиральним комбайном, для забезпечення рівномірного розподілення подрібнених частинок соломи по поверхні

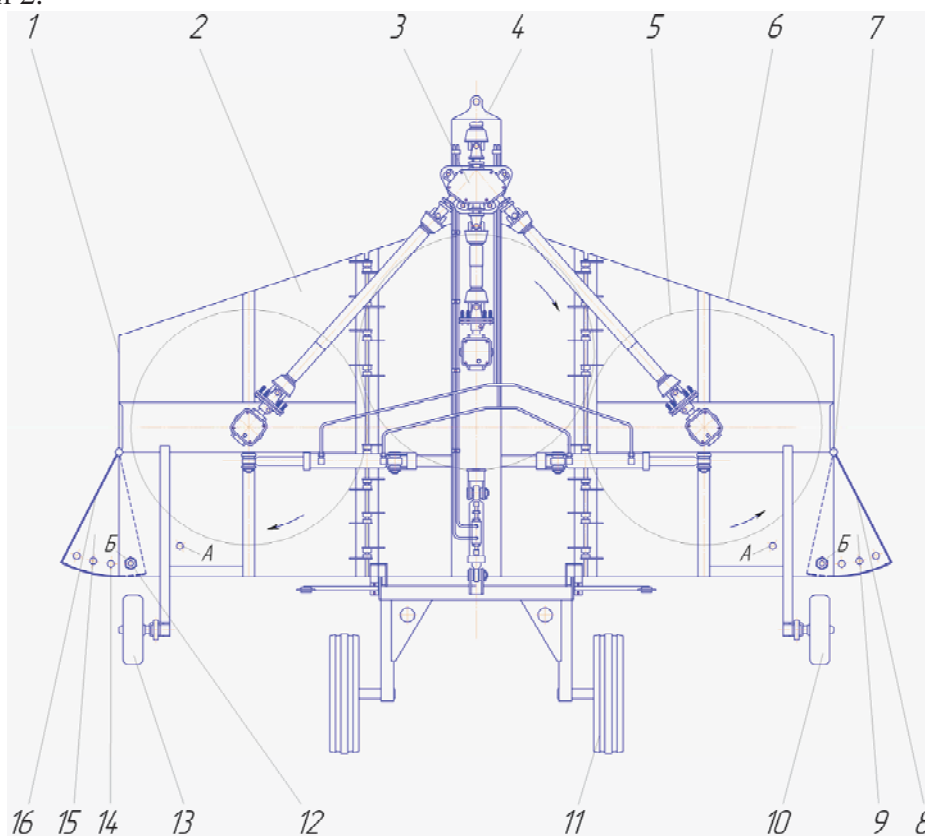
поля, ширина смуги розподілення цих частинок подрібнювачем-розподілювачем повинна бути не меншою ширини захвату жатки комбайна. Якщо ж ширина цієї смуги буде меншою ширини захвату жатки комбайна, то на стику двох суміжних проходів подрібнювача-розподілювача буде смуга шириною, що дорівнює різниці ширини захвату жатки і ширини смуги розподілення частинок, на яку подрібнені частинки не будуть падати взагалі. Тому якість роботи подрібнювача-розподілювача не буде відповідати агротехнічним вимогам.

Причому суть проблеми ускладнюється тим, що в сільськогосподарському виробництві нашої країни використовуються зернозбиральні комбайни з шириною захвату жатки від 4 до 6 м.

Тому в ННЦ „ІМЕСГ” був проведений аналітичний пошук технологічно-конструкційної схеми дискового подрібнювача-розподілювача з регульованою шириною смуги розподілення подрібнених частинок.

В результаті проведеного пошуку було відшукане принципово нове технічне рішення, захищене патентом України на винахід [4].

Суть відшуканого технічного рішення в тому, що в дисковому подрібнювачі-розподілювачі з робочою шириною захвату 4,5 м задні частини бокових щитків 8 і 16 (рис. 4) обичайки вирізані, а замість них шарнірами 7 закріплені правий 8 і лівий 16 регульовальні щитки. До щитків 8 і 16 приварені горизонтальні накладки 9 і 15 з регульовальними отворами 14, через які ці накладки болтами 12 закріплюються до платформи 2.



1 – лівий щиток обичайки; 2 – платформа; 3 – механізм приводу різальних апаратів; 4 – причіпна серга;
5 – різальний апарат; 6 – передня частина обичайки; 7 – шарнір; 8 – правий регульовальний щиток;
9 – накладка правого регульовального щитка; 10 – опорне колесо правої секції платформи; 11 – опорно-ходове колесо; 12 – болт; 13 – опорне колесо лівої секції; 14 – регульовальний отвір; 15 – накладка лівого регульовального щитка; 16 – лівий регульований щиток

Рисунок 4 – Схема подрібнювача-розподілювача ПРН-4,5М

Джерело: [4]

При подрібненні усіх видів рослин і пожнивних залишків, в тому числі і валків соломи, утворених комбайном з шириною захвату жатки не більше 4,5 м, накладки 9 і 15 закріплюються через найбільш віддалені від середньої лінії машини регулювальні отвори 14 болтами 12 до платформи 2.

В результаті цього регулювальні щитки 8 і 16 розміщуються по одних лініях з передніми частинами щитків 1 обичайки. При цьому вид подрібнювача-розподільювача в плані (зверху) такий же, як і до встановлення регулювальних щитків 8 і 16, а ширина смуги розподілення подрібнених частинок буде дорівнювати 4,5 м.

Якщо ж валки соломи утворені комбайном з шириною захвату жатки більше 4,5 м, то регулювальні щитки 8 і 16, в залежності від ширини захвату жатки, закріплюються через отвори 14 відповідно менш віддалені від середньої лінії машини і при ширині захвату жатки 6 м через найменш віддалені отвори 14 (див. рис. 4).

При роботі такого подрібнювача-розподільювача валок соломи, який поступає попід клапанами передньої частини обичайки 6 під платформу 2, де подрібнюється ножами різальних апаратів 5, а подрібнені частинки вилітають не тільки через проміжки між ланцюжками в задній частині обичайки, а й через вікна між задніми кінцями регулювальних щитків 8 і 16 та боковими кінцями задньої частини обичайки. В результаті цього ширина смуги розподілення подрібнених частинок, в залежності від того, через які отвори 14 закріплені щитки 8 і 16, регулюються в межах від 4,5 до 6 м.

В результаті цього подрібнювач-розподільювач розширює свої функціональні можливості і стає універсальним, оскільки забезпечує подрібнення усіх видів сільськогосподарських рослин і пожнивних залишків, в тому числі і соломи із валків, утворених комбайнами з різною шириною захвату жатки до 6 м.

Висновок. Обґрунтований дисковий універсальний подрібнювач-розподільювач забезпечить якісне подрібнення і рівномірне розподілення подрібнених частинок по полю рослин-сидератів і усіх видів пожнивних залишків, в тому числі і соломи із валків з регульованою шириною смуги розподілення подрібнених частинок в залежності від ширини захвату жатки комбайна, яким утворений валок.

Список літератури

1. Дисковий подрібнювач-розподільювач стебел рослин S 150 / Проспект канадської фірми „Schulte”.
2. Барабаний подрібнювач-розподільювач стебел рослин Tigre 300 фірми Maschio (Італія) / Проспект фірми Maschio.
3. Говоров А.Ф. Измельчитель-распределитель пожнивных остатков // Материалы международной научно технической конференции: Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве. – Минск. – Том 2. – С. 165 – 169.
4. Патент на винахід 109160, Україна, МПК А01Д 34/00, 43/00. Машина для подрібнення пожнивних решток і їх розподілення по поверхні поля / Говоров О.Ф. – № а 2013 06767. Заявл. 30.05.2013, Опубл. 27.07.2015, Бюл. № 14. – 3 с

Govorov Oleksandr, senior researcher, PhD tech. sci.

National scientific centre “Institute for agricultural engineering and electrification”, town Glevaha, Kiev region, Ukraine

Universal shredder disc-valve stems of plants with variable bandwidth distribution of the grinding particles

Sound technological - constructive scheme of universal disk grinder-distributor of all kinds of crops and crop residues, including stubble and straw from the roll according to the agro-technical requirements.

Which provides control of the bandwidth of the particle distribution of chopped straw from the rolls, depending on the width Harvesters Combines, formed the rolls.

platform, adjusting plate, supporting wheel, section, disk cutting machine, holder, hinge, a knife, plant stem, crop residue

Одержано 04.11.15

УДК 631.355.072/1

К.М. Думенко, д-р техн. наук, О.В. Бондаренко, канд. техн. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, dumenkokn@mail.ru

Математичне обґрунтування технологічного процесу роботи качановідокремлювального апарату багатofакторної дії

У роботі проведені дослідження основних способів відокремлення качанів від стебел. Розроблена математична модель процесу відокремлення качанів при поєднанні багатьох сил, яка дає можливість встановити закономірності зміни основних кінематичних параметрів качановідокремлювального апарату багатofакторної дії. На підставі отриманих рівнянь визначені шляхи подальшого розвитку кукурудозбиральної техніки нового покоління.

протягувальні вальці, стриперні пластини, качановідокремлювальний апарат

К.М. Думенко, д-р техн. наук, О.В. Бондаренко, канд. техн. наук, Г.Б. Филимоныхин, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г. Кировоград, Украина

Математическое обоснование технологического процесса работы качаноотделяющего аппарата многофакторного действия

В работе проведены исследования основных способов отделения кочанов от стеблей. Разработана математическая модель процесса отделения кочанов при объединении многих сил, которая дает возможность установить закономерности изменения основных кинематических параметров качаноотделяющего аппарата многофакторного действия. На основании полученных уравнений определены пути дальнейшего развития кукурузоуборочной техники нового поколения.

протяжные вальцы, стрипперные пластины, качаноотделяющий аппарат

Постановка проблеми. Відокремлення качанів кукурудзи від стебел є важливим технологічним процесом при збиранні кукурудзи на зерно, що в значній мірі регламентує якісні та кількісні показники зібраного врожаю. На жаль, поставлені на виробництво ще в середині минулого сторіччя пікерно-стриперні качановідокремлювальні апарати, які встановлені на більшості кукурудозбиральних машин світу, за якісними показниками роботи знаходяться на неналежному рівні. В значній мірі незадовільна якість виконання заданого технологічного процесу пояснюється тим, що в основу їх роботи покладений принцип відокремлення за рахунок повздовжнього розтягування плодоніжки, що призводить до її розриву. Однак у деяких випадках опір розриву стебла може бути меншим ніж у плодоніжки, що призведе до втрати врожаю вільними качанами [2, 3]. До того ж, за рахунок значного натягу плодоніжки та різкому її руйнуванню не виключена можливість вильоту качана після відокремлення за межі жатки.

Тому розробка нової конструкції качановідокремлювального апарату, який відповідає міжнародним вимогам якості, стандартизації та сертифікації, а також його теоретичне обґрунтування є важливою науковою задачею.

© К.М. Думенко, О.В. Бондаренко, Г.Б. Філімоніхін, Ю.В. Кулешков, 2015

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Значний об'єм робіт по вдосконаленню качановідокремлювального апарату проведений ученими різних науково-дослідних установ колишнього СРСР. Окремі елементи цього питання вирішувалися в КБ Херсонського комбайнового заводу, але, на жаль, основна частина досліджень була призупинена на початку 90-х років минулого сторіччя.

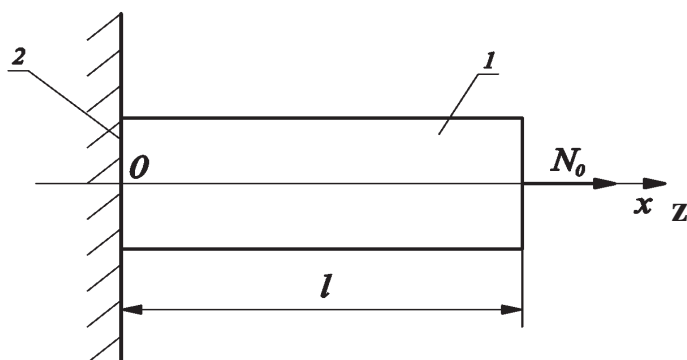
Величезний внесок у розвиток цієї галузі зробили ряд учених. Передусім слід згадати роботи П.П. Карпуши, Н.Ф. Туделя, Л.І. Анісімової, К.В. Шатілова, М.І. Конопельцева, К.І. Шмата [1, 5, 6, 7, 12, 14] в яких висвітлені питання протікання технологічних процесів, а також кінематичних залежностей в розробляємих конструкціях. На підставі цих досліджень з'явилась загальна думка, що найбільш перспективним шляхом вдосконалення качановідокремлювальних апаратів є стабілізація параметрів процесу відокремлення качанів. Тобто перехід від конструкцій, в яких відокремлення качанів носить випадковий, хаотичний характер, до конструкцій, в яких ці процеси прогнозовані на основі певних закономірностей [2].

Найбільш простим способом вирішення поставленої задачі є введення в зону відокремлення качанів додаткових сил, а саме різання, кручення, згинання та інших або їх комбінацію. При цьому процес відокремлення буде відбуватися при складній деформації плодоніжки, що дозволить знизити необхідне зусилля для відокремлення качана, а отже і загальні втрати врожаю.

Постановка завдання. Метою роботи є обґрунтування роботи пікерно-стриперного качановідокремлювального апарату шляхом розробки математичної моделі процесу відокремлення качанів при комплексному поєднанні декількох сил.

Виклад основного матеріалу. По-перше, розглянемо роботу серійного качановідокремлювального апарату в якому відокремлення качанів відбувається за рахунок розтягування плодоніжки.

Для цього, як модель руйнування плодоніжки, вибираємо розтягну пружну нитку постійного перетину S_0 . Нитка тягнеться протягувальними вальцями до моменту зіткнення (удару) основою качана об перешкоду (стриперні пластини). Розгляд процесу розпочинаємо з моменту контакту основи качана (рис. 1) зі стріперними пластинами, який приймаємо за нульовий момент часу ($t = 0$). Дію протягувальних вальців замінимо раптово прикладеною силою N_0 до вільного кінця нитки ($z = l$). Лівий кінець нитки вважаємо закріпленим між стріперними пластинами.



1 – нитка; 2 – основа

Рисунок 1 – Розрахункова схема (модель)

У разі статичного навантаження плодоніжки в модельній нитці виникає напруга, однакова по її довжині [10]:

$$\sigma = \frac{N_0}{S_0}, \quad (1)$$

де S_0 – площа перетину нитки.

Початкові умови вважаємо нульовими, тобто вважаємо, що до моменту $t = 0$ нитка знаходиться у спокої:

$$t = 0; \quad u(0, z) = 0; \quad \frac{\partial u(0, z)}{\partial t} = 0, \quad (2)$$

де t – час;

u – функція поздовжніх деформацій.

Граничні умови в точці закріплення нитки ($z = 0$) запишемо як $z = 0, u = (0, t)$.

Максимальне значення деформації нитки $u(t, z)$ досягається у момент часу $t_1 = 2l/a_0$ в точці прикладання сили N_0 ($z = l$):

$$u_{\max} = \frac{16N_0l}{ES\pi^2} \sum_n \frac{1}{n^2}, \quad (n = 1, 3, 5, \dots), \quad (3)$$

де l – довжина нитки;

E – модуль пружності 1-го роду (модуль Юнга) матеріалу хвилеводу.

При динамічному навантаженні:

$$u_{\max} = \frac{2N_0l}{ES_0}. \quad (4)$$

У разі статичного навантаження:

$$u_{\max} = \frac{N_0l}{ES_0}. \quad (5)$$

Тепер знайдемо максимальне зусилля в нитці:

$$T_{\max} = \frac{8N_0ES_0}{\pi q_0 a_0^2} \sum_n \frac{(-1)^{\frac{n-1}{2}}}{n}, \quad (6)$$

де q_0 – маса нитки (плодоніжки) одиничної довжини;

a_0 – швидкість хвиль в плодоніжці.

Таким чином, динамічне руйнування нитки силою N_0 дасть зусилля в точці закріплення плодоніжки та качана [10]:

$$T_{\max} = 2N_0. \quad (7)$$

що у 2 рази більше зусилля при статичному навантаженні силою N_0 .

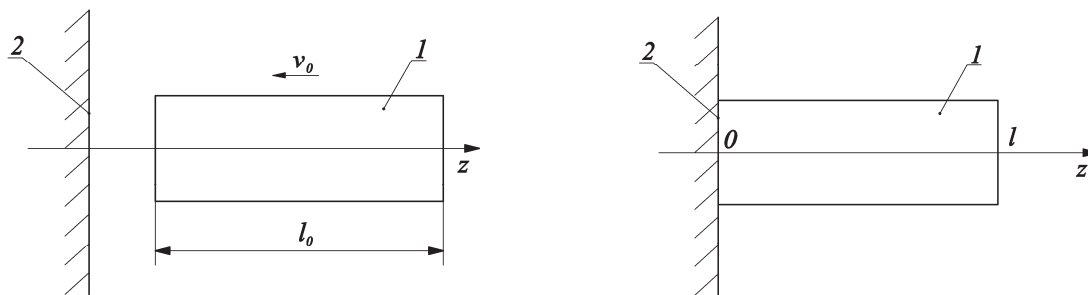
Знайдемо напругу в нитці при руйнуванні:

$$\sigma_{\max} = \frac{T_{\max}}{S} = \frac{2N_0}{S}. \quad (8)$$

Виходячи з (7) видно, що для більш ефективного виконання технологічного процесу роботи відокремлення качанів необхідно прагнути до збільшення швидкості обертання протягувальних вальців. Однак, досить високі швидкості протягування та значні зусилля відокремлення призводять до вильоту качанів за межі жатки, тим самим зменшуючи повноту збирання врожаю.

Відокремлення качанів в пікерно-стриперних апаратах невід'ємно супроводжується ударом останніх об стріперні пластини, тому наступним кроком в вивченні роботи качановілокремлювальних апаратів буде дослідження даного явища.

Взаємодію качана зі стріперними пластинами можна розглянути як удар пружного стрижня, що рухається зі швидкістю v_0 , по нерухомій плиті (рис. 2), маса якої значно перевищує масу стрижня. Вважаємо, що стріперні пластини не деформуються і залишаються нерухомими.



1 – стрижень (качан); 2 – плита (стриперні пластини)

Рисунок 2 – Схема взаємодії (удару) стрижня об стриперні пластини

Розглянемо дві моделі удару. У першому випадку хвильовими процесами в качані нехтуватимемо. Вважаємо, що качан деформується повністю одночасно по всій довжині [9]. Розподіл напруження в качані апроксимуємо лінійною залежністю виду:

$$\sigma(z) = \sigma_0 \frac{z}{l}, \quad (9)$$

де z – координата, величина якої відрізняється від вільного кінця качана;
 σ_0 – напруження у взаємодіючій зі стриперними пластинами основі качана;
 l – довжина качана;
 $\sigma(z)$ – напруження в точці з координатою z .
 Зусилля в качані визначається як:

$$T(z) = S_0 \sigma(z), \quad (10)$$

де S_0 – площа поперечного перетину качана.

На нескінченно малій ділянці качана dz отримаємо повну роботу деформації всього качана:

$$A = \frac{\sigma_0^2 S_0 l}{6 E}, \quad (11)$$

де E – модуль пружності.

Прирівняємо роботу деформації (11) до кінетичної енергії, знайдемо [11]:

$$\sigma_0 = \sqrt{3} \frac{v_0}{a_0} E, \quad (12)$$

де a_0 – швидкість поздовжніх хвиль в качані, $a_0 = \sqrt{E/\rho}$.

Тоді, підставляючи (12) в (10), отримаємо вираз для визначення зусилля в качані при ударі:

$$T = \sqrt{3} \frac{v_0}{a_0} E S_0. \quad (13)$$

У другому випадку вирішимо це ж завдання використовуючи хвильову модель стрижня.

Максимального значення переміщення правого торця качана ($z = l$) досягає при $t = l/a_0$ [4]:

$$u_{\max} = -\frac{8v_0 l}{\pi^2 a_0} \left(1 + \frac{1}{9} + \frac{1}{25} + \dots \right) = -\frac{v_0 l}{a_0}. \quad (14)$$

Максимальне значення зусилля в точці $z = 0$ досягається у момент часу $t_1 = l/a_0$ [13]:

$$T_{\max} = -\frac{4v_0 ES_0}{\pi a_0} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{2n-1} = -\frac{v_0}{a_0} ES_0 = -v_0 S_0 \sqrt{\rho E}, \quad (n = 1, 3, 5, \dots). \quad (15)$$

Таким чином, вірне рішення задачі (15) відрізняється від наближеного (13) множителем $\sqrt{3}$. Наближене рішення дасть завищене значення.

Виходячи з вищесказаного можна зробити висновок, що використання хвильової теорії дасть більш точніше уявлення про процеси, які проходять в качані при його відокремленні за рахунок удару об стріперні пластини. Однак удар, в процесі качановідокремлення, залишається небажаним явищем, оскільки в результаті такої взаємодії качана зі стріперними пластинами виникає велика вірогідність руйнування основи качана, що в подальшому при його транспортуванні робочими органами кукурудзозбиральних машин і очищені від обгортки призведе до часткового, а в гіршому випадку і до повного вилучення зерна, тим самим підвищуючи загальні втрати врожаю.

Якщо розглядати поєднання декількох сил у процесі качановідокремлення, то одним з перспективних шляхів інтенсифікації даного процесу є комплексне використання розтягування плодоніжки разом з її закручуванням. При цьому кручення буде виступати в ролі додаткового руйнуючого зусилля.

Розглянемо технологічну схему, в якій кручення тіла плодоніжки здійснюється закручуванням качана прогумованою стрічкою зі швидкістю v_1 . Одночасно обертанням протягувальних вальців здійснюється переміщення качана в бік стріперних пластин зі швидкістю v_0 , після досягнення яких відбувається його відокремлення.

Що стосується взаємодії качана з рухомою стрічкою, то можливо два варіанти моделювання процесу закручування.

Перший варіант закручування качана без прослизання. Тоді кут закручування визначиться як [10]:

$$\varphi_{\max} = \frac{v_1}{v_0} \frac{h}{R}, \quad (16)$$

де R – середній радіус качана;

h – шлях, пройдений качаном за час контакту зі стрічкою.

Другий варіант визначення кута закручування з рівняння крутильного маятника (рис. 3):

$$I_o \ddot{\varphi} + \frac{I_p G}{l} \varphi = M(t), \quad (17)$$

де I_p – полярний момент інерції для круглого валу (як моделі плодоніжки);

I_o – момент інерції качана щодо вісі симетрії;

G – модуль зрушення (модуль пружності II роду) для матеріалу валу (плодоніжки);

l – довжина валу (плодоніжки);

$M(t)$ – крутний момент від дії сили тертя між качаном і прогумованою стрічкою.

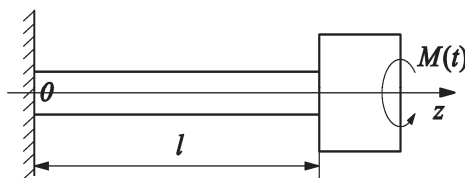


Рисунок 3 – Розрахункова схема крутильних деформацій

При цьому максимальний кут закручування дорівнює

$$\varphi_{\max} = \varphi(t_1) \approx \frac{M_0}{I_0} \cdot \frac{1 - \cos \omega t_1}{\omega^2}, \quad (18)$$

де t_1 – час дії закручування, рівний проміжку між моментом входу качана в контакт зі стрічкою та моментом удару качана об стріперні пластини.

Тепер знайдемо крутний момент в перетині кріплення качана до плодоніжки:

$$M_{кр \max} = \frac{M_0}{I_0} \frac{GI_p}{l} \frac{1 - \cos \omega t_1}{\omega^2} = M_0 (1 - \cos \omega t_1). \quad (19)$$

Максимального значення момент (19) досягає при $\cos \omega t_1 = -1$ або при $\omega t_1 = \pi$. Тоді $M_{кр \max} = 2M_0$.

Найбільшу дотичну напругу кручення визначимо як [10]

$$\tau_{\max} = \frac{M_{кр \max}}{W_p}, \quad (20)$$

де W_p – момент опору валу при крученні.

Для круглого перетину валу:

$$W_p = \frac{I_p}{R} = \frac{\pi R^3}{2}. \quad (21)$$

Іншим перспективним шляхом усунення недоліків роботи серійних качановідокремлювальних апаратів вважається введення в зону качановідокремлення додаткового зусилля зламу плодоніжки. Тому розглянемо технологічну схему, в якій обертанням протягувальних вальців здійснюється переміщення качанів до стріперних пластин. При цьому, за рахунок конструктивних змін качановідокремлювального апарату, качани займають положення, відмінне від вертикальності, що і забезпечує злам плодоніжки.

Напруження в плодоніжці при дії відомого вигинаючого моменту M визначиться як:

$$\sigma_{cm} = \frac{M_{cm}}{W}, \quad (22)$$

де W – момент опору перетину.

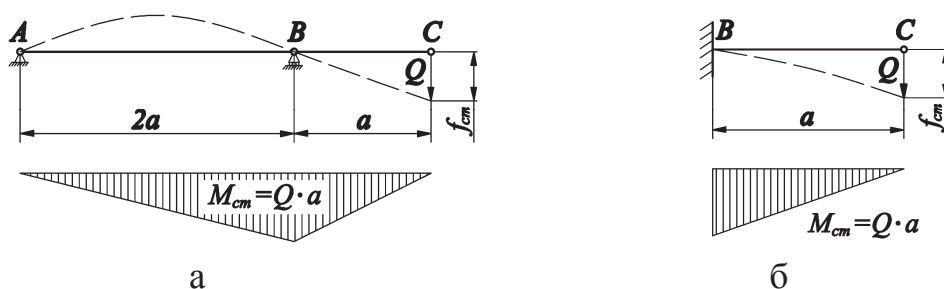
Розглянемо дві схеми статичного навантаження (рис. 4). Вважаємо, що довжина качана $l = 2a$, довжина плодоніжки теж рівна $2a$.

У обох випадках напруження вигину однакові, а коефіцієнти динамічності в другому випадку більше в $\sqrt{3}$, ніж в першому.

Визначимо динамічне напруження вигину [11, 13]

$$\sigma_{\delta} = \sigma_{cm} \cdot k_{\delta}. \quad (23)$$

де σ_{cm} – напруження при статичному навантаженні;
 k_{δ} – коефіцієнт динамічності.



а – з шарнірним затисканням в точці В; б – з жорстким затисканням у точці В

Рисунок 4 – Схеми статичного навантаження

Тоді по першій схемі отримаємо:

$$\sigma_{\delta} = 32 \frac{Q_0 a}{\pi d^3} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{v_0^2 EI}{g Q_0 a^3}} \right], \quad (24)$$

По другій схемі

$$\sigma_{\delta} = 32 \frac{Q_0 a}{\pi d^3} \left[1 + \sqrt{1 + \frac{3v_0^2 EI}{g Q_0 a^3}} \right]. \quad (25)$$

Розглянуті способи відокремлення качанів по одинці не взмозі забезпечити необхідний якісний рівень процесу качановідокремлення, їх необхідно використовувати комплексно. Лише в такому разі можливо досягти істотного поліпшення роботи качановідокремлювальних апаратів.

Для оцінки результуючої напруги скористаємося відомими теоріями міцності [9, 10, 13], в результаті чого отримаємо

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1}{2} \left[\sigma_{p.v.} + \sqrt{\sigma_{p.v.}^2 + 4\tau_k^2} \right]; \quad (26)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \left[0,35\sigma_{p.v.} + 0,65\sqrt{\sigma_{p.v.}^2 + 4\tau_k^2} \right]; \quad (27)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{p.v.}^2 + 4\tau_k^2}; \quad (28)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{p.v.}^2 + 3\tau_k^2}, \quad (29)$$

де $\sigma_{p.v.} = \sigma_p + \sigma_e$ – сума нормального напруження;

σ_e – динамічне напруження вигину;

σ_p – *тах* напруження розтягування;

τ_k – *тах* дотичне напруження кручення.

Висновки. В результаті проведених досліджень основних способів відокремлення качанів розроблена математична модель качановідокремлення при поєднанні багатьох сил, яка дає можливість встановити закономірності зміни основних кінематичних параметрів качановідокремлювального апарату багатофакторної дії.

Подальші дослідження, після перевірки отриманих результатів на лабораторних приладах, будуть зосереджені на практичному втіленні даних розробок при проектуванні та виготовленні кукурудзозбиральної техніки.

Список літератури

1. Анисимова Л.И. Теоретические и экспериментальные исследования закономерностей движения стеблей в початкоотделяющих аппаратах ручьевого типа [Текст] / Л.И. Анисимова // ВИСХОМ. – Москва, 1966. – Вып. 47. – С. 259–280.
2. Гребенюк Г.І. Конструктивно-технологічні передумови вдосконалення качановідокремлювальних пристроїв кукурудзозбиральних машин [Текст] / Г.І. Гребенюк, Д.В. Кузенко, О.В. Бондаренко // Вісник аграрної науки Причорномор'я, 1999. – Вип. 7. – С. 32-36.
3. Демко А. Чому втрати урожаю – не збитки, а статистика? [Текст] / А. Демко, О. Демко // Пропозиція, 2009. – № 9. – С. 100-104.
4. Ерофеев В.И. Волны в стержнях. Дисперсия. Диссипация. Нелинейность [Текст] / В.И. Ерофеев, В.В. Кажаяев, Н.П. Семерикові. – 2002. М.: Физматлит. – 208 с.
5. Карпуша П.П. Оптимальні параметри качановідокремлювачів очісувального типу [Текст] / П.П. Карпуша, М.І. Конопельцев // Вісник сільськогосподарської науки. – К., 1970. – № 6. – С. 40-43.
6. Конопельцев М.И. Обоснование параметров протягивающих вальцов початкоотделяющего аппарата очесывающего типа // Сб. науч. тр. УСХА, Киев, – 1973. – Вып. 100. – С. 15-19.
7. Кукурудзозбиральні комбайни: теоретичні основи, конструкція, проектування. Навчальний посібник [Текст] / К.І. Шмат, О.Е. Самарін, Є.І. Бондарев, О.В. Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс, 2009. – 140 с.

8. Манжосов В.К. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах [Текст] / В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц. – М.: Наука, 1985. – 358 с.
9. Николас Т. Поведение материалов при высоких скоростях деформации [Текст] / Т. Николас // Динамика удара. М.: Мир. – 1985. – 257 с.
10. Писаренко Г.С. Опір матеріалів [Текст] / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
11. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст] / Я.Г. Пановко. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
12. Тюдель Н.В. Исследование процесса питания початкоотделяющих аппаратов. Земледельческая механика [Текст] / Н.В. Тюдель // Сборник трудов под редакцией академика ВАСХНИЛ В.А. Желиговского. – Том 7. – М., Машиностроение, 1967. – С. 300-305.
13. Сагомоян А.Я. Волны напряжения в силовых средах. Учебное пособие [Текст] / А.Я. Сагомоян. – М.: Изд.-во Моск. ун-та, 1985. – 416 с.
14. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины [Текст] / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

Konstantin Dumenko, DSc., assistant professor, Alexander Bondarenko, PhD tech. sci., assistant professor, Genadiy Filimonihin, prof., DSc., Yuriy Kuleshkov, prof., DSc.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Mathematical justification of technological process work of corn picker multifactor action

The aim is to study work pick plate separation machine heads by developing a mathematical model of the process separation heads at complex combination of several forces

In the work study the basic methods of separating the cobs from the stalks. Developed a mathematical model the process of separating the cobs with a combination of many forces, which gives you the opportunity to establish patterns of changes in the basic kinematic parameters of the picking machine multifactorial action. Based on these equations are defined ways further development of corn-harvesting technical new generation.

As a result of the research means separation of ears basic mathematical model separation machine heads the combination of many forces, which makes it possible to change the basic patterns of kinematic parameters separation machine heads multi-unit action.

stretch rollers, pick plate, separation machine heads

Одержано 08.11.15

УДК 631.331.533.6

Е.В. Золотовская, доц., канд. техн. наук, А.С. Миронов, доц., канд. техн. наук

Днепропетровский аграрно-экономический университет, г. Днепропетровск, Украина, alona197@mail.ru

Моделирование параметров высевающего аппарата овощной сеялки

В статье представлены исследования на экспериментальном стенде определения параметров высевающего аппарата. Определены пределы параметров и оптимальные их значения. Для стационарной области изменения параметров высевающего аппарата построена математическая модель процесса высева семян и определен оптимальный параметр присасывающего отверстия. Построенные математические модели процесса семян овощных культур позволяют в зависимости от поставленных задач определить оптимальную частоту оборотов ротора высевающего аппарата при заданной норме высева, культуре семян, диаметре присасывающего отверстия и величине давления

точный высев овощных семян, высевающий аппарат, диаметр присасывающего отверстия, давление, математическая модель

© Е.В. Золотовская, А.С. Миронов, 2015

8. Манжосов В.К. Удар. Распространение волн деформаций в ударных системах [Текст] / В.К. Манжосов, В.Э. Еремьянц. – М.: Наука, 1985. – 358 с.
9. Николас Т. Поведение материалов при высоких скоростях деформации [Текст] / Т. Николас // Динамика удара. М.: Мир. – 1985. – 257 с.
10. Писаренко Г.С. Опір матеріалів [Текст] / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
11. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара [Текст] / Я.Г. Пановко. – Л.: Машиностроение, 1976. – 320 с.
12. Тюдель Н.В. Исследование процесса питания початкоотделяющих аппаратов. Земледельческая механика [Текст] / Н.В. Тюдель // Сборник трудов под редакцией академика ВАСХНИЛ В.А. Желиговского. – Том 7. – М., Машиностроение, 1967. – С. 300-305.
13. Сагомоян А.Я. Волны напряжения в силовых средах. Учебное пособие [Текст] / А.Я. Сагомоян. – М.: Изд.-во Моск. ун-та, 1985. – 416 с.
14. Шатилов К.В. Кукурузоуборочные машины [Текст] / К.В. Шатилов, Б.Д. Козачок, А.П. Орехов и др. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

Konstantin Dumenko, DSc., assistant professor, Alexander Bondarenko, PhD tech. sci., assistant professor, Genadiy Filimonihin, prof., DSc., Yuriy Kuleshkov, prof., DSc.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

Mathematical justification of technological process work of corn picker multifactor action

The aim is to study work pick plate separation machine heads by developing a mathematical model of the process separation heads at complex combination of several forces

In the work study the basic methods of separating the cobs from the stalks. Developed a mathematical model the process of separating the cobs with a combination of many forces, which gives you the opportunity to establish patterns of changes in the basic kinematic parameters of the picking machine multifactorial action. Based on these equations are defined ways further development of corn-harvesting technical new generation.

As a result of the research means separation of ears basic mathematical model separation machine heads the combination of many forces, which makes it possible to change the basic patterns of kinematic parameters separation machine heads multi-unit action.

stretch rollers, pick plate, separation machine heads

Одержано 08.11.15

УДК 631.331.533.6

Е.В. Золотовская, доц., канд. техн. наук, А.С. Миронов, доц., канд. техн. наук

Днепропетровский аграрно-экономический университет, г. Днепропетровск, Украина, alona197@mail.ru

Моделирование параметров высевающего аппарата овощной сеялки

В статье представлены исследования на экспериментальном стенде определения параметров высевающего аппарата. Определены пределы параметров и оптимальные их значения. Для стационарной области изменения параметров высевающего аппарата построена математическая модель процесса высева семян и определен оптимальный параметр присасывающего отверстия. Построенные математические модели процесса семян овощных культур позволяют в зависимости от поставленных задач определить оптимальную частоту оборотов ротора высевающего аппарата при заданной норме высева, культуре семян, диаметре присасывающего отверстия и величине давления

точный высев овощных семян, высевающий аппарат, диаметр присасывающего отверстия, давление, математическая модель

© Е.В. Золотовская, А.С. Миронов, 2015

О.В. Золотовська, доц., канд. техн. наук, О.С. Миронов, доц., канд. техн. наук
Дніпропетровський аграрно-екномічний університет, м.Дніпропетровськ, Україна
Моделирование параметров висівного аппарата овощевої сівалки

У статті представлені дослідження на стенді параметрів висівного апарата. Визначено межі параметрів і оптимальні їх значення. Для стаціонарної області зміни параметрів висівного апарату побудована математична модель процесу висіву насіння та визначено оптимальний параметр присмоктуючого отвору. Побудовані математичні моделі процесу висіву насіння овочевих культур залежно від поставлених завдань визначити оптимальну частоту оборотів ротора висівного апарату при заданій нормі висіву, культурі насіння, діаметрі присмоктуючого отвору і величині тиску
точный висів овощевого насіння, висіваючий апарат, діаметр присмоктуючого отвору, тиск, математична модель

Постановка проблеми. В последнее время, разработка и создание специальных технических средств для комплексной механизации технологических процессов производства рассады приобретает особую важность. Основными задачами при переходе к промышленной технологии производства рассады является механизация посева и точная выкладка семян на единицу площади. За прошедшие годы, пневматические сеялки точного высева, за счет повышенной универсальности и простоте конструкции, получили широкое распространение в овощных сеялках.

Анализ последних исследований и публикаций. Присасывание семян к отверстию высасывающего диска (барабана) происходит в непосредственной близости всасывающего потока воздуха. Как показывают исследования К. Веллера и Г.А. Кошевникова по пневматическим аппаратам хлопкоуборочных машин, характеристика всасывающего воздушного потока имеет особенность: по мере удаления от сопла резко падает скорость воздуха. Этим объясняется требование максимального приближения объекта присасывания к отверстию.

В научной литературе [1, 2, 4, 8] исследован процесс высева пневматическими высевальными аппаратами, приведены результаты экспериментов и аналитические зависимости для определения необходимого разрежения в вакуумных камерах, обеспечивающего надежный захват семян.

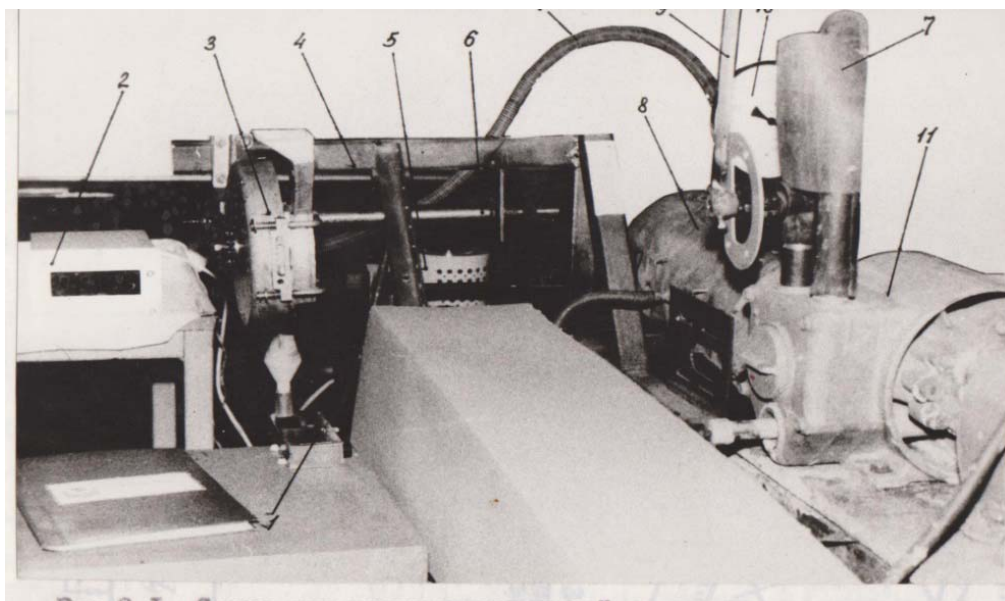
Однако, следует отметить, что многие авторы указанных работ, рассматривая процесс высева, делали некоторые допущения, например, расчет вакуума проводили для семян, находящихся на поверхности, затем на основании экспериментальных данных вводили коэффициенты 100-200, не учитывая сложного движения в момент захвата, выноса, удержания семян присасывающими отверстиями, в результате чего получали приближенные зависимости. Кроме того, некоторые из этих работ носят частный характер, что также ограничивает область применения их результатов. Нами поставлена задача создания высевального аппарата с таким диаметром присасывающего отверстия и давления выноса семян, который мог бы обеспечить высев мелких овощных семян (перец, капуста, томаты, баклажаны, салат, редис, петрушка и др.), возделываемых в теплицах и открытом грунте. Такое решение позволит упростить конструкцию высевального аппарата и обеспечить высокую готовность машины к работе без переналадок.

Постановка задания – определить оптимальные параметры высевального аппарата.

Исследование основного материала. Для проведения исследований процесса высева и зависимости между основными параметрами высевального аппарата разработан и оборудован стенд (рис.1). Стенд состоит из электронного счетчика семян, тахометра, секции высевального аппарата, вакуумпроводов, ресивера, манометра, крана (обеспечивающего регулировку давления), вакуумнасоса. Дополнительно для замера массы семян использовались электронные весы. Для установки времени счета семян

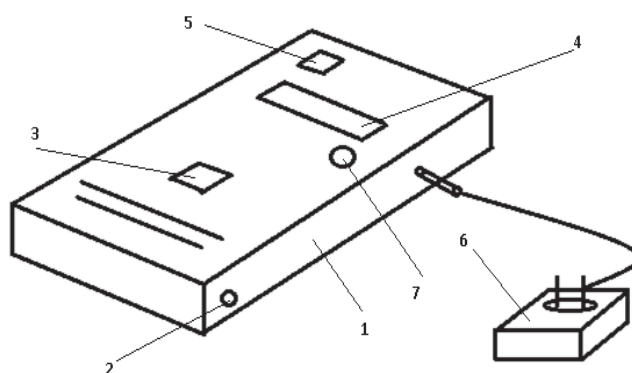
электронным счетчиком в схеме применен секундомер. Для контроля отверстий применены калибры.

Счетчик семян состоит из корпуса, регулятора времени замера, кнопки начала отсчета, цифрового индикатора, окна для прохода семян, блока питания, регулятора чувствительности (рис.2). Блок схема электронного счетчика семян состоит из датчика счета семян, усилителя – формирователя прямоугольных импульсов, трехразрядного двоично-десятичного счетчика, индикатора счета, блока формирователя интервала времени и блока питания (рис.3).



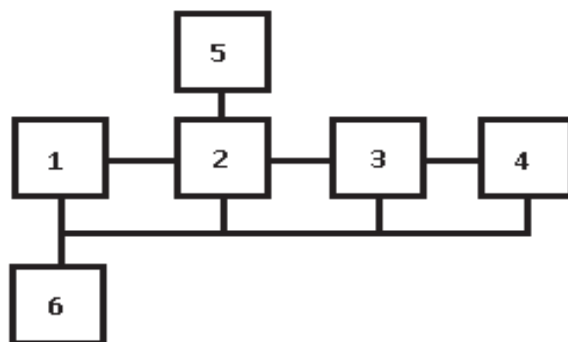
1 – счетчик семян; 2 – тахометр; 3 – высеваящий аппарат; 4 – рама; 5 – реостат; 6 – привод высеваящего аппарата; 7 – вакуумпровод; 8 – ресивер; 9 – манометр; 10 – кран регулировки давления; 11 – вакуумнасос

Рисунок 1 – Стенд для экспериментальной проверки параметров высеваящего аппарата



1 – корпус; 2 – регулятор времени замера; 3 – кнопка начала отсчета; 4 – цифровое табло; 5 – окно для прохода семян; 6 – блок питания; 7 – регулятор чувствительности

Рисунок 2 – Электронный счетчик семян



1 – датчик счета семян; 2 – усилитель формователь прямоугольных импульсов; 3 – трехразрядный двоично-десятичный счетчик; 4 – индикаторы счета; 5 – блок формирования интервала времени; 6 – блок питания

Рисунок 3 – Блок-схема электронного счетчика семян

Стенд работает следующим образом: пускателем производится запуск электродвигателя привода высевающего аппарата. С помощью реостата 5 рис.1 плавно устанавливается требуемая частота оборотов ротора высевающего аппарата 3 в пределах от 1 до 59 мин⁻¹. Контроль за частотой оборотов ротора осуществляется электронным тахометром 2, который снимает показания с вала электродвигателя, вводя коэффициент передаточного числа от двигателя к ротору высевающего аппарата и определяя фактические обороты ротора.

Затем запускается в работу вакуумнасос, при помощи крана регулировки давления 10 и манометра 9 устанавливается разрежение в пределах от 0,1 до 70 кПа. Стабильность величины давления обеспечивается рессивером 8.

Семена взвешиваются на весах и засыпаются в бункер высевающего аппарата.

После набора режима работы, визуального контроля факта выноса семян высевающим аппаратом, производится замер количества высеянных семян за период времени при помощи электронного счетчика нажатием кнопки начала отсчета. Период времени счета электронного счетчика устанавливается регулятором времени замера и контролируется секундомером.

После запуска в работу стенда, ротору высевающего аппарата по электронному тахометру устанавливается поочередно (факторы) частота оборотов $n_1 = 10 \text{ мин}^{-1}$, $n_2 = 20 \text{ мин}^{-1}$, $n_3 = 30 \text{ мин}^{-1}$. Величина вакуума при помощи регулятора давления и манометра устанавливается поочередно. Давление – от 9,8 кПа до 39,2 кПа (от 0,1 до 0,4 кгс/см²) с интервалом 4,9 кПа (0,05 кгс/см²). Высевающий диск с диаметром присасывающегося отверстия 0,4; 0,5; 0,6 мм устанавливается на стенд поочередно. Семена взвешиваются, затем засыпаются в бункер, поочередно капуста 4,0 г/1000, томаты 2,77 г/1000, перец 7,77 г/1000.

После поочередной установки конкретных параметров частоты оборотов ротора, величины вакуума, диаметра присосок и засыпки в бункер семян конкретных овощных культур, производится замер количества высеянных семян электронным счетчиком. Время счета электронного счетчика устанавливается за 1 опыт – 30 секунд. Опыт повторяется три раза.

С целью описания почти стационарной области изменения факторов составим уравнение регрессии второго порядка процесса высева семян овощных культур высевающим аппаратом:

$$Y = b_a + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ij} x_i^2,$$

где x_i – частота оборотов ротора высевающего аппарата;

x_2 – диаметр присасывающегося отверстия;

x_3 – величина давления в камере;

x_4 – масса высеваемых семян.

На основании полученных данных составим матрицу планирования и проведем кодирование факторов, осуществляя линейное преобразование факторного пространства с переносом начала координат в центр эксперимента и введением новых единиц по осям (табл.1).

Таблица1 – Матрица при центральном композиционном рототабельном плане

Обозначение	Частота оборотов ротора, мин ⁻¹		Диаметр присоски, мм		Давление, кПа		Масса семян, г/1000		Критерий оптимизации, кол-во высеянных семян, шт/30с
	X_1		X_2		X_3		X_4		
	натур	код	натур	код	натур	код	натур	код	Y
Верхний ур.	30	+1	0,6	+1	34,3	+1	7,77	+1,5	
Основной ур.	20	0	0,5	0	24,5	0	4,0	0	
Нижний ур.	10	-1	0,4	-1	14,7	-1	2,77	-0,5	
Опыт	1	+1		+1		+1		+1,5	220
	2	+1		+1		+1		-0,5	469
	3	+1		+1		-1		+1,5	176
	4	+1		+1		-1		-0,5	377
	5	+1		-1		+1		+1,5	169
	6	+1		-1		+1		-0,5	307
	7	+1		-1		-1		+1,5	108
	8	+1		-1		-1		-0,5	314
	9	-1		+1		+1		+1,5	75
	10	-1		+1		+1		-0,5	163
	11	-1		+1		-1		+1,5	62
	12	-1		+1		-1		-0,5	95
	13	-1		-1		+1		+1,5	60
	14	-1		-1		+1		-0,5	82
	15	-1		-1		-1		+1,5	44
	16	-1		-1		-1		-0,5	81
	17	-1		+1		0		0	75
	18	-1		0		+1		+1,5	79
	19	0		+1		+1		0	231
	20	+1		0		+1		0	406
	21	0		-1		0		-0,5	203
	22	+1		-1		+1		0	360
	23	+1		0		-1		+1,5	175
	24	0		0		-1		+1,5	121
	25	0		+1		0		+1,5	259
	26	+1		+1		-1		0	378
	27	+1		-1		0		0	340
	28	+1		0		-1		0	341
	29	-1		-1		0		-0,5	93
	30	0		-1		-1		0	170

Расчет был выполнен по следующей методике:

- по результатам значений критерия оптимизации (количество высеянных семян в единицу времени) в параллельных опытах Y_1, Y_2, Y_3 определено среднее значение и суммирование $\sum Y$;

- определена дисперсия, характеризующая ошибки опытов в матрице плана, по формуле:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^N \sum_{i=1}^m (Y_i - Y)^2}{N(m-1)},$$

где m – число повторений одного опыта (одной строки матрицы плана);

Y – значение критерия оптимизации в параллельных опытах;

- произведено умножение и суммирование Y ;

- при центральном композиционном ротатабельном плане коэффициенты регрессии рассчитаны согласно рекомендациям [6] для четырех факторов;

$$b_0 = 0,1428 \sum_{u=1}^N Y - 0,0357 \sum_{i=1}^k \sum_{u=1}^N x_i^2 Y;$$

$$b_i = 0,0417 \sum_{u=1}^N x_i Y,$$

$$b_{ij} = 0,0625 \sum_{u=1}^N x_i x_j Y \quad i \neq j \quad i, j = 1; 2 \dots k;$$

$$b_{ij} = 0,0312 \sum_{u=1}^N x_i^2 Y + 0,0037 \sum_{i=1}^k x_i^2 Y - 0,0357 Y;$$

- определены значения отклика Y на основании полученных коэффициентов и значений факторов x_1, x_2, x_3, x_4 ;

- для проверки адекватности вычислен критерий Фишера:

$$F = \frac{S_{LF}^2}{S_y^2},$$

где S_{LF}^2 – сумма квадратов, определяющая неадекватность результатов эксперимента,

$$S_{LF}^2 = \frac{m \sum_{u=1}^N (y - y_u)^2}{N - (k+1)};$$

$$S_{LF}^2 = \frac{m \left(\sum_{u=1}^N y^{-2} - N \sum_{u=1}^N b_i^2 \right)}{N - (k+1)}.$$

После проведения расчетов получена математическая модель процесса высева высевающим аппаратом для всех видов семян:

$$Y = 201 + 135x_1 + 10,3x_2 + 7,5x_3 + 29,7x_4 - 5,5x_1x_2 - 7,2x_1x_3 + 19,8x_1x_4 - 11,9x_2x_3 + 5,5x_2x_4 - 12,6x_3x_4 + 10,1x_1^2 + 5,8x_2^2 + 10,56x_3^2 - 38,2x_4^2.$$

Адекватность математической модели оценивали по критерию Фишера $F_{расч}=85,5 > F_{табл}=2,1$. Так как наблюдаемое критерия Фишера значение оказалось больше табличного, то гипотезы $b_i=0$; $b_{ij}=0$ должны быть отвергнуты с надежностью 0,95. Это свидетельствует о значимом влиянии факторов и их взаимодействии на процесс высева.

Для определения значения факторов, обеспечивающих оптимальный высев, продифференцируем полученную математическую модель и составим систему уравнений.

$$\begin{cases} \frac{dy}{dx_1} = 135 - 5,5x_2 + 19,8x_4 + 20,2x_1 - 7,2x_3 = 0 \\ \frac{dy}{dx_2} = 10,3 - 5,5x_1 - 11,9x_3 + 5,5x_4 + 11,6x_2 = 0 \\ \frac{dy}{dx_3} = 7,5 - 7,2x_1 - 11,9x_2 - 12,6x_4 + 21x_3 = 0 \\ \frac{dy}{dx_4} = 29,7 + 19,8x_1 - 5,5x_2 - 12,6x_3 - 76,6x_4 = 0 \end{cases}$$

Из полученной системы нам необходимо вычислить оптимальное значение x_2 – диаметр присасывающего отверстия. Вычислять значения x_1, x_4 не имеет смысла, так как эти параметры меняются в процессе работы в широких пределах.

Систему уравнений решим с помощью определителей [3].

$$x_2 = \frac{\begin{vmatrix} -20,2 & +135 & +7,2 & -19,8 \\ +5,5 & +10,3 & +11,9 & -5,5 \\ +7,2 & +7,5 & -21 & +12,6 \\ -19,8 & +29,8 & +12,6 & +76,6 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} -20,2 & +5,5 & +7,3 & -19,8 \\ +5,5 & -11,6 & +11,9 & -5,5 \\ +5,5 & -11,6 & -21 & +12,6 \\ +7,2 & +11,9 & +12,6 & +76,6 \end{vmatrix}} = 0,447$$

После раскодирования $x_2=0,447$ натуральное значение диаметра $d_{np}=0,5447$ мм. Полученный результат согласуется с теоретическими выводами [5,7]. Для обеспечения нормы при высева семян перца величину давления необходимо брать по верхнему пределу, а при высева семян томата и капусты – по нижнему, то диаметр присоски можно принять 0,5 мм с плюсовым допуском до 0,03 мм.

Выводы. По данным экспериментов, с помощью статистического анализа с использованием средней квадратической ошибки, средней арифметической и характеристики нормального распределения вероятностей для оценки интервала значений количества высеянных семян определена стационарная область изменения параметров высеваемого аппарата (диаметр присасывающего отверстия, частота оборотов ротора, величина давления при высеве капусты, перца и томатов).

Для стационарной области изменения параметров высевающего аппарата построена математическая модель процесса высева семян и определен оптимальный диаметр присасывающего отверстия, равный 0,00054447 м.

Построенная математическая модель процесса высева семян позволяет в зависимости от поставленных задач, определить оптимальную частоту оборотов ротора высевающего аппарата при заданной норме высева, культуре семян, диаметре присасывающего отверстия и величине давления.

При разработке высевающего аппарата с присасывающими отверстиями установка сбрасывателей лишних семян не обязательна, для обеспечения нормы высева конкретной культуры семян достаточно подобрать оптимальные параметры присасывающего отверстия, частоты оборотов ротора (барабана, диска), величину давления и поступательную скорость агрегата.

Список литературы

1. Белодонцев В.А. Исследование западания зерна в ячейки однозерновых высевающих аппаратов [Текст] / В.А. Белодонцев // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – №6. – С. 44–46.
2. Бейкер С.Дж. Технология и посів [Текст] / С.Дж.Бейкер, К.Е. Сакстон, В.Р. Ритчи – CINTRE, 2002. – 263 с.
3. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике [Текст] / М.Я. Выгодский. – М.: Наука, 1982. – с. 398.
4. Зволинский В.Н. Использование отечественного опыта при создании посевной технике [Текст] / В.Н. Зволинский, Н.И. Любушко // Тракторы и с.-х. машины. – 1998. – № 11. – С. 22–25.
5. Золотовская Е.В. Теоретические исследования параметров высевающего аппарата [Текст] / Золотовская Е.В. / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин // Вісник КНТУ. – 2013. – № 43. – С. 268–275.
6. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов [Текст] / С.В. Мельников. – Л.: Колос, 1980. – 256 с.
7. Миронов А.С. Определение конструктивных параметров высевающего аппарата [Текст] / А.С. Миронов, Е.В. Золотовская / Механізація сільськогосподарського виробництва // Вісник ХНТУ. – 2015. – №156. – С. 43–50.
8. Сысолин П.В. Почвообрабатывающие и посевные машины [Текст] / П.В. Сысолин, Л.В. Погорельый. – К: Феникс, 2005. – 264 с.
9. Улексін В. О. Обґрунтування параметрів висівного апарата для мостового землеробства [Текст] / В. О. Улексін // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Аграрний форум-2006». Суми: СНАУ, 2006. – С. 264

Elena Zolotovskaya, Assos. Prof., PhD tech. sci., Olexandr Mironov, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Dnepropetrovsk state Agrj Economics University of Economics, Dnepropetrovsk

Simulation parameters of the sowing vegetable planter

We have the task of creating a sowing machine with a diameter of attracting holes and press the removal of seeds, which could provide the seeding of small vegetable seeds (peppers, cabbage, tomatoes, eggplant, lettuce, radishes, parsley, etc.), Cultivated in greenhouses and outdoors. This solution will simplify the design of the sowing and ensure high availability of the machine to work without changeovers.

The paper presents the research on the experimental determination of the parameters stand sowing apparatus. The limits of the optimal parameters and their values. For a fixed range of parameters sowing apparatus constructed a mathematical model of the seed and determine the optimal parameters of the suction opening. Construction of mathematical models of vegetable seeds allow depending on the tasks to determine the optimal

frequency of the rotor speed sowing apparatus for a given seeding rate, seed culture, the diameter of the suction hole and the amount of pressure.

For a fixed range of parameters sowing apparatus constructed a mathematical model of the process of seeding and determined the optimum diameter of the suction hole equal to 0.00054447 m. This result is consistent with the theoretical conclusions. To ensure standards when seeding pepper the pressure should be taken at the upper limit, while sowing the seeds of tomato and cabbage - on the bottom, the diameter of the suction cup you can take 0.5 mm to the positive tolerance of up to 0.03 mm.

Одержано 06.11.15

УДК 631.374

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, kylikovskiy@mail.ru

Експериментальні дослідження процесу транспортування зернового матеріалу шнеком

Наведена методика та результати експериментальних досліджень ефективності роботи гвинтових робочих органів транспортерів. Представлені стенди для проведення досліджень зі встановленими на них необхідними пристроями, механізмами і приладами для зміни, регулювання та вимірювання конструктивно-кінематичних параметрів гвинтових транспортерів. Визначені критерії оптимізації, а також фактори, що впливають на них.

шнек, зерновий матеріал, методика, параметри, гвинтовий робочий орган, дослідження

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

Экспериментальные исследования процесса транспортировки зернового материала шнеком

Приведена методика и результаты экспериментальных исследований эффективности работы винтовых рабочих органов транспортеров. Представлены стенды для проведения исследований с установленными на них необходимыми устройствами, механизмами и приборами для изменения, регулирования и измерения конструктивно-кинематических параметров винтовых транспортеров. Определены критерии оптимизации, а также факторы, влияющие на них.

шнек, зерновой материал, методика, параметры, винтовой рабочий орган, исследования

Постановка проблеми. Ефективність роботи шнеків залежить від багатьох факторів, що характеризують умови їх використання. Також слід відмітити значний вплив конструктивних та кінематичних параметрів транспортерів, що впливають на процес переміщення зернового матеріалу. Тому, постає проблема у виборі оптимальних параметрів транспортерів, які забезпечать найбільшу продуктивність при найменшій потужності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для виконання експериментальних досліджень використовується комплекс обладнання, що складається із стендів та вимірювальної апаратури.

frequency of the rotor speed sowing apparatus for a given seeding rate, seed culture, the diameter of the suction hole and the amount of pressure.

For a fixed range of parameters sowing apparatus constructed a mathematical model of the process of seeding and determined the optimum diameter of the suction hole equal to 0.00054447 m. This result is consistent with the theoretical conclusions. To ensure standards when seeding pepper the pressure should be taken at the upper limit, while sowing the seeds of tomato and cabbage - on the bottom, the diameter of the suction cup you can take 0.5 mm to the positive tolerance of up to 0.03 mm.

Одержано 06.11.15

УДК 631.374

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, kylikovskiy@mail.ru

Експериментальні дослідження процесу транспортування зернового матеріалу шнеком

Наведена методика та результати експериментальних досліджень ефективності роботи гвинтових робочих органів транспортерів. Представлені стенди для проведення досліджень зі встановленими на них необхідними пристроями, механізмами і приладами для зміни, регулювання та вимірювання конструктивно-кінематичних параметрів гвинтових транспортерів. Визначені критерії оптимізації, а також фактори, що впливають на них.

шнек, зерновий матеріал, методика, параметри, гвинтовий робочий орган, дослідження

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

Экспериментальные исследования процесса транспортировки зернового материала шнеком

Приведена методика и результаты экспериментальных исследований эффективности работы винтовых рабочих органов транспортеров. Представлены стенды для проведения исследований с установленными на них необходимыми устройствами, механизмами и приборами для изменения, регулирования и измерения конструктивно-кинематических параметров винтовых транспортеров. Определены критерии оптимизации, а также факторы, влияющие на них.

шнек, зерновой материал, методика, параметры, винтовой рабочий орган, исследования

Постановка проблеми. Ефективність роботи шнеків залежить від багатьох факторів, що характеризують умови їх використання. Також слід відмітити значний вплив конструктивних та кінематичних параметрів транспортерів, що впливають на процес переміщення зернового матеріалу. Тому, постає проблема у виборі оптимальних параметрів транспортерів, які забезпечать найбільшу продуктивність при найменшій потужності.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для виконання експериментальних досліджень використовується комплекс обладнання, що складається із стендів та вимірювальної апаратури.

Розроблене обладнання дозволяє змінювати в широкому діапазоні досліджувані параметри, а використовувана апаратура дає можливість реєструвати необхідні показники, що характеризують роботу досліджуваного пристрою. На рис. 1 представлені стенди [1] з прозорим корпусом транспортера.

Датчики, застосовувані для дослідження процесів, що відбуваються в сільськогосподарських машинах, мають аналогові вихідні сигнали, які обробити безпосередньо в комп'ютері неможливо. Попередньо вихідні сигнали датчиків необхідно піддати аналого-цифровому перетворенню та представити їх у цифровому вигляді. В результаті роботи аналого-цифрового перетворювача сигнал, безперервна функція часу, замінюється на ступінчасту функцію. Для проведення дослідження розроблена оригінальна вимірювально-фіксуєча система.

Взаємодія системи з комп'ютером забезпечується програмою, яка дозволяє отримувати інформацію на екрані монітора та роздруковувати на принтері як в цифровому табличному вигляді, так і у вигляді графіків чи гістограм. Це дозволяє підвищити інформативність вимірювальної системи шляхом обробки отриманих даних на ПК за допомогою спеціально складених програм.

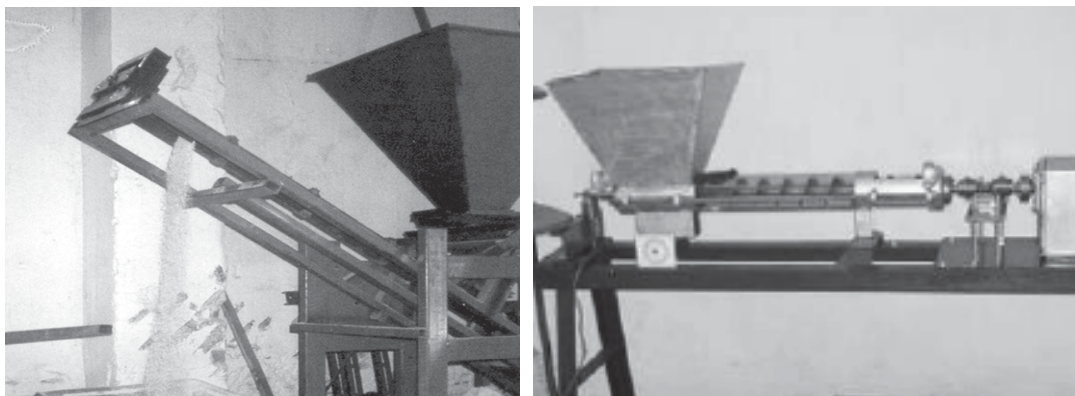


Рисунок 1 – Експериментальні стенди для дослідження та випробування гвинтових транспортерів і шнекових живильників

Постановка завдання. Експериментальні дослідження процесу транспортування зернових матеріалів гвинтовим робочим органом проводилися з метою створення ефективної та надійної конструкції шнека.

Відповідно до поставленої мети були визначені такі основні завдання:

1. Встановлення закономірностей процесу переміщення зернового матеріалу гвинтовими транспортерами при різних режимах роботи.
2. Вивчення впливу змінного кроку гвинтових робочих органів на транспортуєчу здатність шнека.
3. Обґрунтування ефективності та визначення характеристик режиму віброзбудження гвинтового транспортера.
4. Визначення оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів транспортера для переміщення з мінімальними витратами енергії.

Виклад основного матеріалу. У експериментальних дослідженнях шнеків в якості матеріалу, що транспортується, використовувалася озима пшениця (сорту Сейлор), основні характеристики якої визначались у відповідності із ДСТУ 4138-2002 [2] та ДСТУ 3768-2009 [3].

Експериментально визначається продуктивність гвинтового транспортера із максимально можливим в даних конкретних умовах коефіцієнтом заповнення (як

правило, ψ не більше 0,5 [4]) таким чином, щоб величина циркуляції не перевищувала 50%.

При більшому значенні циркуляції, у зв'язку із підвищеною енергоємністю, режим транспортування вважаємо нераціональним. Визначена описаним вище способом продуктивність становить Q_{\max} . Двофакторні залежності $Q_{\max}=f(S,n)$ при різних значеннях кута нахилу δ та коефіцієнта заповнення шнека ψ отримані на основі аналізу графіків залежностей $Q=f(n)$, які, зважаючи на малу інформативність, не наведені.

В якості прикладу на рис. 2 представлено графік двофакторної залежності $Q_{\max}=f(S,n)$. З отриманих результатів випливає, що продуктивність гвинтового транспортера зростає із збільшенням частоти обертання n та кроку гвинта S у всіх досліджах.

Разом з тим, візуальні спостереження за процесом транспортування, а також відеозйомка показали, що збільшення коефіцієнта заповнення шнека ψ більше 0,5 не призводить до помітного збільшення продуктивності моделі гвинтового живильника через перекидання (циркуляції) матеріалу через вал шнека. Кругове обертання спостерігається при частоті обертання гвинта n більш 100...120 хв^{-1} та куті нахилу живильника δ більше 10° . Причому, особливо значне перекидання виникає при транспортуванні шнеком з кроком – 95 мм.

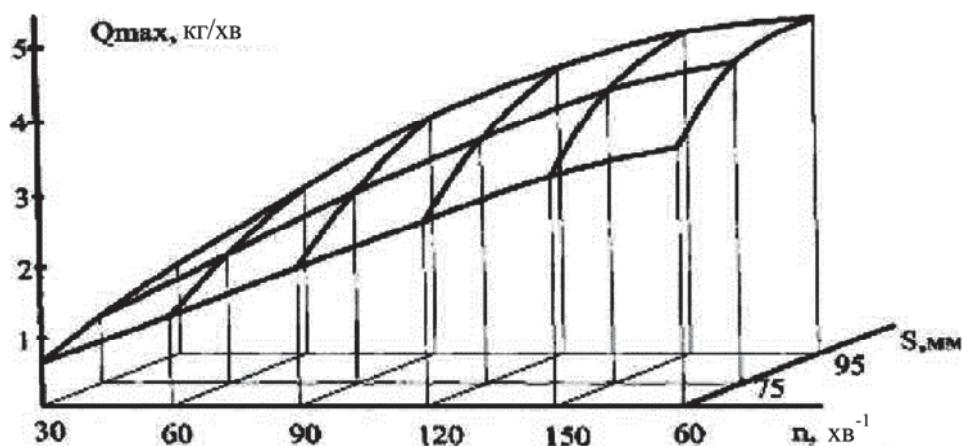


Рисунок 2 – Двофакторна залежність максимальної продуктивності від швидкості обертання та кроку гвинта (при $\delta = 20^\circ$)

Вкидання в основну масу завантажувального матеріалу окремих позначених зернонок наочно демонструє, як зі збільшенням трьох зазначених вище параметрів виникає та розвивається циркуляція матеріалу. У круговий рух втягується значна його частина та зменшується осьова швидкість переміщення (рис. 3).

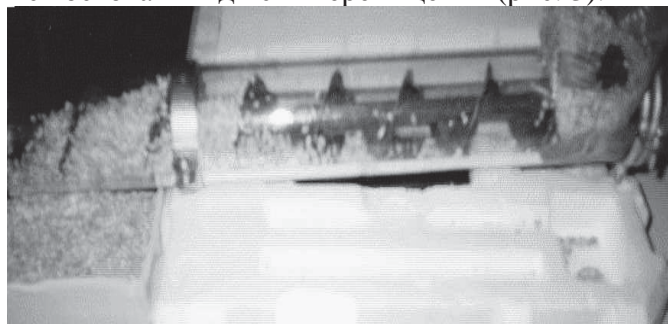


Рисунок 3 – Дослідження параметрів потоку вантажу при переміщенні гвинтовим робочим органом

Представляє інтерес зміна кута відхилення частинок матеріалу від вертикалі θ при різних режимах транспортування. На рис. 4 представлений графік двофакторної залежності $\theta=f(S,n)$ при $\delta=20^\circ$.

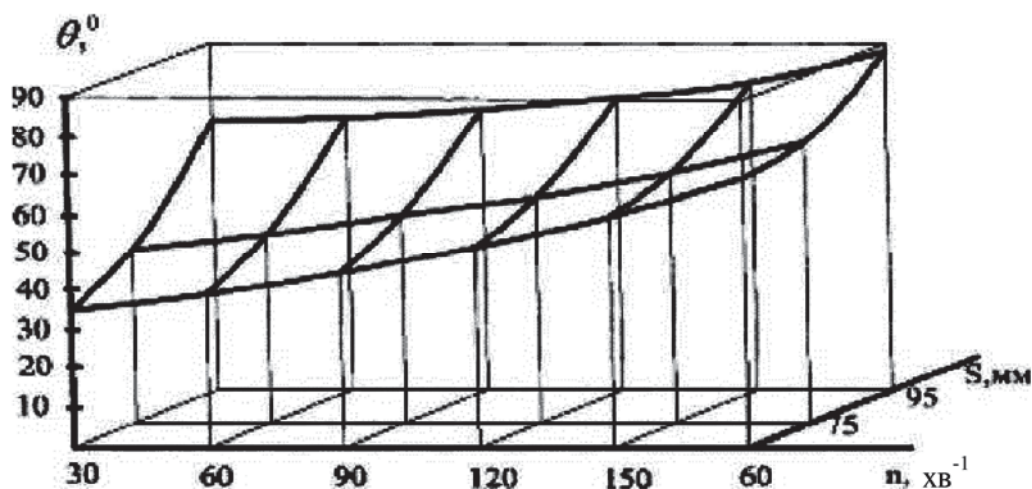


Рисунок 4 – Двофакторна залежність кута відхилення матеріалу від частоти обертання та кроку гвинта (при $\delta=20^\circ$)

У випадках, коли кут θ перевищує 90° , зернини матеріалу відриваються від поверхні корпусу, відбувається інтенсивне їх перемішування та циркуляція. При частотах обертання гвинтового робочого органу n більше 150 хв^{-1} припиняється помітне зростання продуктивності через залучення значної частини матеріалу, що транспортується, в круговий рух (рис. 5).

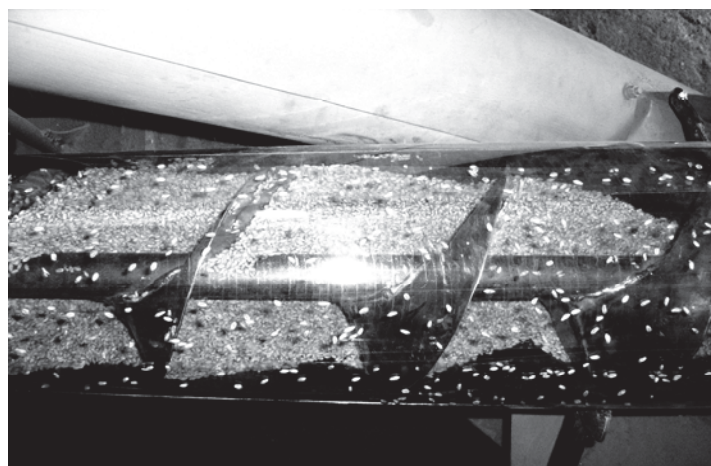


Рисунок 5 – Дослідження руху зернового матеріалу при n більше 150 хв^{-1}

Поряд з гвинтовими робочими органами фіксованого кроку був випробуваний шнек, у якого крок плавно зростає від 60 мм в місці завантаження до 110 мм в кінці транспортування. Яких-небудь переваг у порівнянні зі шнеками фіксованого кроку виявлено не було.

При частоті обертання менше 120 хв^{-1} та кутах нахилу δ в межах $0 \dots 5^\circ$ коефіцієнт заповнення шнека ψ зменшується по довжині гвинта пропорційно зміні його кроку (рис. 6, а). Осьова швидкість переміщення матеріалу збільшується в тій же пропорції. При цьому маса матеріалу, що проходить в різних перетинах гвинтового транспортера за

одиницю часу залишається постійною. Таким чином, продуктивність шнека зі змінним кроком відповідає продуктивності живильника фіксованого кроку $S=60$ мм.

Картина змінюється при підвищенні частоти обертання гвинтового робочого органу більше 120 хв^{-1} та збільшенні кута нахилу гвинтового транспортера до 20° (рис. 6, б).

Коефіцієнт циркуляції K_c зростає по довжині гвинтового транспортера, що призводить до збільшення коефіцієнту заповнення шнека (у порівнянні з графіком на рис. 6, а) та зменшення середньої осьової швидкості частинок зернового матеріалу.

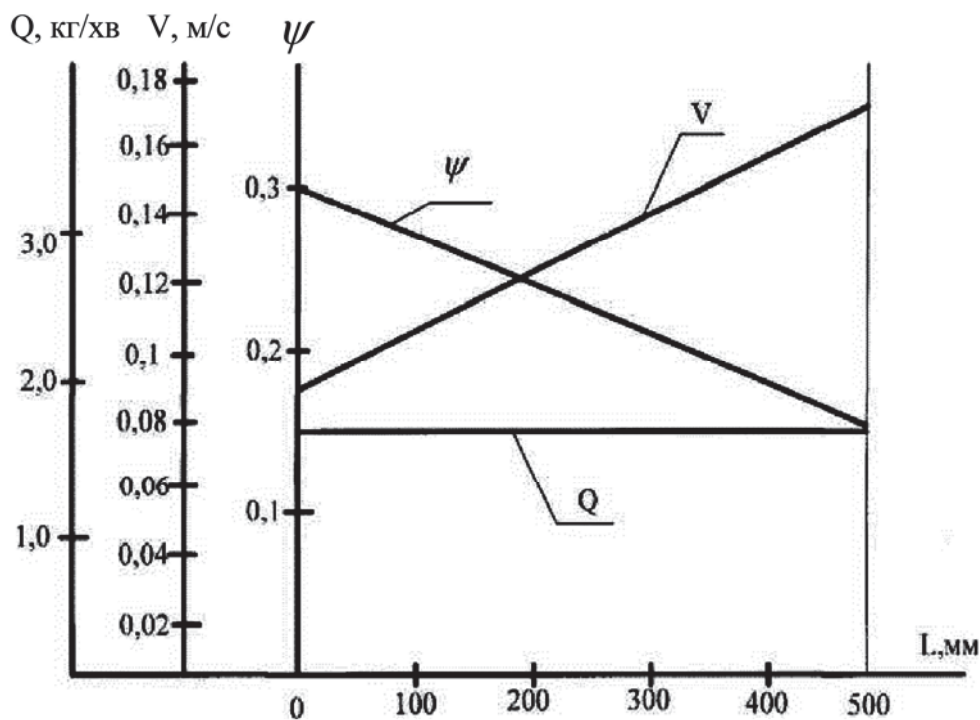
Таким чином, можна зробити висновок, що використання шнека змінного кроку гвинта в діапазоні від 60 до 110 мм – нераціонально.

Виконано дослідження впливу віброзбудження елементів гвинтового живильника на ефективність транспортування. Відомо, що застосування вібрації, як правило, призводить до значної інтенсифікації процесів та підвищенню якісних показників різних пристроїв. Вібраційні машини та технологічні процеси в даний час використовуються практично у всіх галузях промисловості.

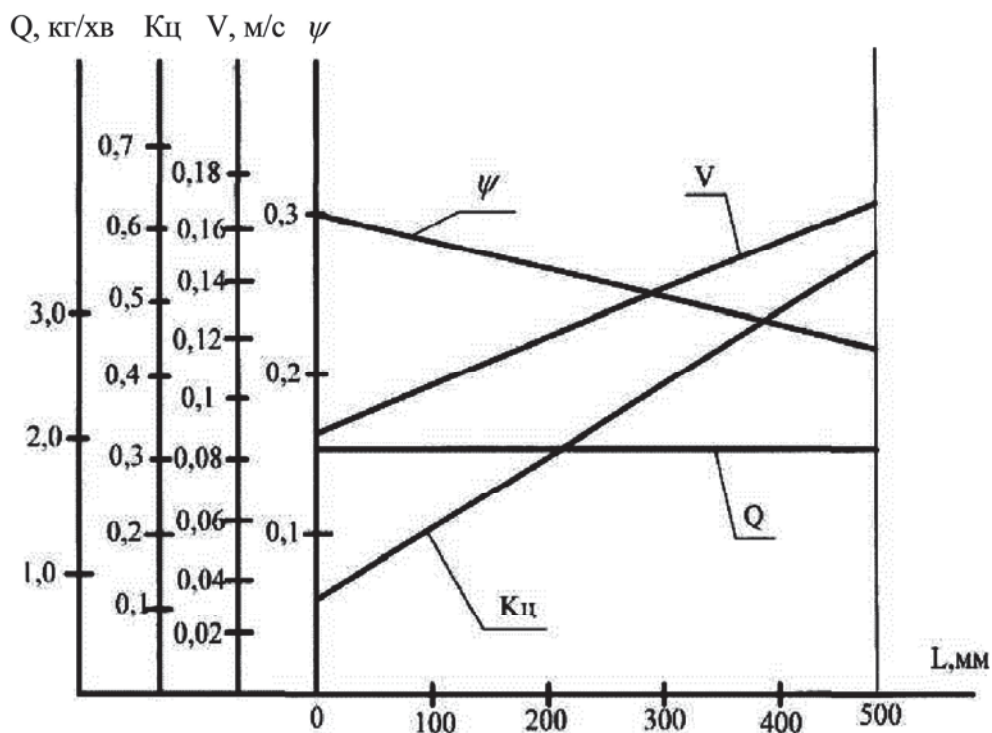
У результаті аналізу існуючих конструкцій вібраторів гвинтових транспортерів розроблена нова конструкція віброзбудника.

Експерименти з віброзбудження гвинтового живильника виявили у всіх випадках зменшення циркуляції транспортованого матеріалу, що збільшує продуктивність шнека.

Цей ефект особливо помітний при підвищеній частоті обертання гвинта (більше 100 хв^{-1}), значеннях кроку робочого органу більше 75 мм, кутах нахилу гвинтового транспортера понад 10° та коефіцієнтах заповнення шнека більше 0,3.



а)



б)

а) – $\delta = 0 \dots 5^\circ$; б) – $\delta = 20^\circ$

Рисунок 6 – Графіки зміни параметрів по довжині шнека зі змінним кроком

В якості прикладів на рис. 7, 8 наведено графіки залежностей продуктивності Q і кута відхилення θ від частоти обертання n з вібрацією шнека (пунктирні лінії) та без вібрації (суцільні лінії).

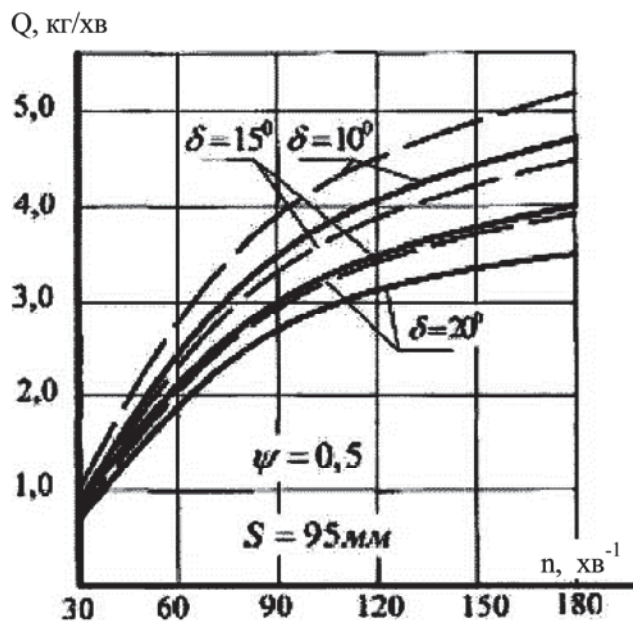


Рисунок 7 – Графіки залежностей продуктивності від швидкості обертання гвинта з вібрацією (пунктирні лінії) та без вібрації (суцільні лінії)

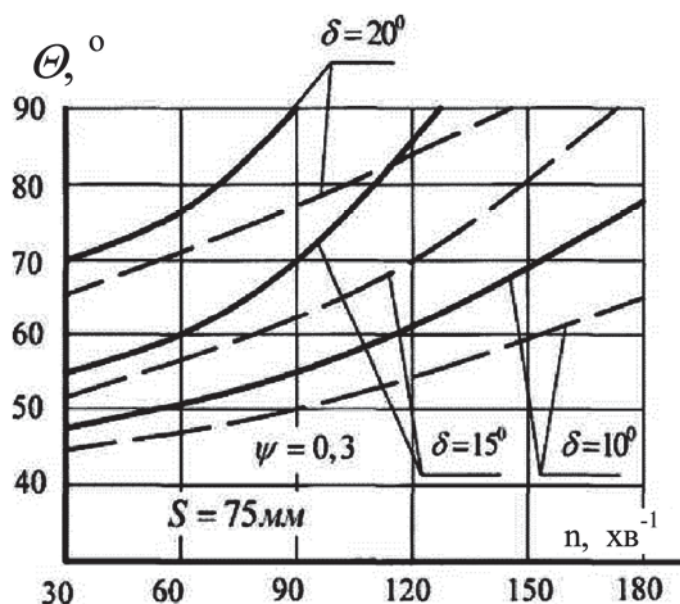


Рисунок 8 – Графіки залежностей кута відхилення матеріалу від швидкості обертання гвинта з вібрацією (пунктирні лінії) та без вібрації (суцільні лінії)

Як видно з графіків, віброзбудження дозволяє збільшити продуктивність в середньому на $10 \dots 13 \%$ при частоті обертання гвинтового робочого органу більше 90 хв^{-1} . Кут відхилення матеріалу θ при вібрації зменшується на $10 \dots 15^\circ$.

Як показали дослідження, раціональні значення амплітуди і частоти вібрації склали відповідно 2 мм та 10 Гц .

Висновки.

1. Проведена серія двофакторних експериментів із визначення впливу конструктивно-кінематичних параметрів транспортера на ефективність переміщення зернового матеріалу.

2. Нераціонально використовувати шнек зі змінним кроком гвинтового робочого органу в діапазоні від 60 до 110 мм .

3. Віброзбудження шнека дозволяє збільшити продуктивність на 13% при частоті обертання гвинтового робочого органу більше 90 хв^{-1} . Кут відхилення матеріалу θ при вібрації зменшується на 15° .

Подальші дослідження слід зосередити на вивченні питання удосконалення та пошуку нових більш ефективних конструкцій гвинтових транспортерів і шнекових живильників. Також необхідно встановити вплив конструктивних параметрів гвинтових робочих органів шнеків та умов їх експлуатації на показники надійності машин.

Список літератури

1. Пат. 68860 Україна, МПК В65G 33/16. Стенд для дослідження характеристик гвинтових транспортерів та шнекових живильників [Текст] / 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.
2. ДСТУ 4138-2002. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. – К.: Редакційно-видавничий відділ УкрНДІССІ, 2003. – 172 с.
3. ДСТУ 3768-2009. Пшениця. Технічні умови. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 12 с.
4. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры [Текст] / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.

Vladimir Kulykivskiy, PhD tech. sci., Vladimir Paliychuk, Assos. Prof., PhD tech. sci., Victor Borovskiy, assis. prof.

Zhytomyr National Agroecological University, Zhytomyr, Ukraine

Experimental study of the process of material transport grain auger

Experimental studies of the transportation of grain materials screw working body carried out in order to create an effective and reliable design of the screw.

The method and results of experimental studies the effectiveness of the work of screw conveyors. The stands for research fitted with the necessary devices, mechanisms and instruments for change, management and measurement of structural and kinematic parameters of screw conveyors. Well the criteria of optimization as the factors influencing them.

To study the effect of vibration elements screw feeder to transport efficiency. Experiments with vibration screw feeder found in all cases, a decrease in the circulation of the transported material, increasing the productivity of the screw.

auger, grain material, methods, parameters, the screw actuator, research

Одержано 03.11.15

УДК 631.37

В.М. Масалабов, асист.

*Таврійський державний агротехнологічний університет, м.Мелітополь, Україна,
imesh@zr.ukrtel.net*

Оцінка трудоемкості агрегування посівного МТА

Наведено дані оцінки трудоемкості агрегування посівного МТА, який складається із універсально-просапного трактора тягового класу 1,4, двох причіпних сівалок СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки. Експериментально встановлено, що загальна трудоемкість цього процесу становить 0,077 люд.-год. Найбільшу (43%) частку виробничого часу займає від'єднання лівої сівалки та переміщення трактора вправо і вперед разом зі зчіпкою і приєднаною до неї правою посівною машиною.

агрегування, машинно-тракторний агрегат, зчіпка, під'їзд, приєднання, трудоемкість

В.М. Масалабов, инж.

Таврический государственный агротехнологический университет, г.Мелитополь, Украина

Оценка трудоемкости агрегирования посевного МТА

Приведены данные оценки трудоемкости агрегирования посевного МТА, который состоит из универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4, двух прицепных сеялок СЗ-3,6 и новой полунавесной сцепки. Экспериментально установлено, что общая трудоемкость этого процесса составляет 0,077 чел.-час. Наибольшую (43%) часть производственного времени занимает отсоединение левой сеялки и перемещение трактора вправо и вперед вместе с сцепкой и присоединенной к ней правой посевной машиной.

агрегирование, машинно-тракторный агрегат, сцепка, подъезд, присоединение, трудоемкость

Постановка проблеми. Практично на усій території України широко вживаним є машинно-тракторний агрегат у складі універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80/В2) і причіпної сівалки типу СЗ-3,6. Водночас, як показує практика, таке агрегування даного енергетичного засобу не ефективно.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із шляхів вирішення цього проблемного питання є використання тракторів тягового класу 1,4 у складі агрегату на основі двох причіпних зернових сівалок СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки [1]. Обґрунтування схеми, конструктивних параметрів і режиму роботи цього МТА викладено в роботах [2 – 5].

Experimental studies of the transportation of grain materials screw working body carried out in order to create an effective and reliable design of the screw.

The method and results of experimental studies the effectiveness of the work of screw conveyors. The stands for research fitted with the necessary devices, mechanisms and instruments for change, management and measurement of structural and kinematic parameters of screw conveyors. Well the criteria of optimization as the factors influencing them.

To study the effect of vibration elements screw feeder to transport efficiency. Experiments with vibration screw feeder found in all cases, a decrease in the circulation of the transported material, increasing the productivity of the screw.

auger, grain material, methods, parameters, the screw actuator, research

Одержано 03.11.15

УДК 631.37

В.М. Масалабов, асист.

*Таврійський державний агротехнологічний університет, м.Мелітополь, Україна,
imesh@zr.ukrtel.net*

Оцінка трудоємкості агрегування посівного МТА

Наведено дані оцінки трудоємкості агрегування посівного МТА, який складається із універсально-просапного трактора тягового класу 1,4, двох причіпних сівалок СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки. Експериментально встановлено, що загальна трудоємкість цього процесу становить 0,077 люд.-год. Найбільшу (43%) частку виробничого часу займає від'єднання лівої сівалки та переміщення трактора вправо і вперед разом зі зчіпкою і приєднаною до неї правою посівною машиною.

агрегування, машинно-тракторний агрегат, зчіпка, під'їзд, приєднання, трудоємкість

В.М. Масалабов, инж.

Таврический государственный агротехнологический университет, г.Мелитополь, Украина

Оценка трудоёмкости агрегатирования посевного МТА

Приведены данные оценки трудоёмкости агрегатирования посевного МТА, который состоит из универсально-пропашного трактора тягового класса 1,4, двух прицепных сеялок СЗ-3,6 и новой полунавесной сцепки. Экспериментально установлено, что общая трудоёмкость этого процесса составляет 0,077 чел.-час. Наибольшую (43%) часть производственного времени занимает отсоединение левой сеялки и перемещение трактора вправо и вперед вместе с сцепкой и присоединенной к ней правой посевной машиной.

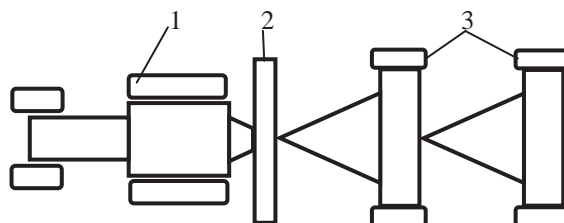
агрегатирование, машинно-тракторный агрегат, сцепка, подъезд, присоединение, трудоёмкость

Постановка проблеми. Практично на усій території України широко вживаним є машинно-тракторний агрегат у складі універсально-просапного трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-80/В2) і причіпної сівалки типу СЗ-3,6. Водночас, як показує практика, таке агрегування даного енергетичного засобу не ефективно.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Одним із шляхів вирішення цього проблемного питання є використання тракторів тягового класу 1,4 у складі агрегату на основі двох причіпних зернових сівалок СЗ-3,6 і нової напівнавісної зчіпки [1]. Обґрунтування схеми, конструктивних параметрів і режиму роботи цього МТА викладено в роботах [2 – 5].

Постановка завдання. Поряд із цим, важливим показником будь-якого агрегату є трудоемкість його агрегування [6]. З огляду на це в даній статті приводяться результати оцінки витрат праці на переведення досліджуваного двомашинного агрегату із транспортного положення у робоче і навпаки.

Виклад основного матеріалу. Транспортне положення даного машинно-тракторного агрегату таке, коли за трактором цугом приєднані напівнавісна зчіпка і дві причіпні сівалки СЗ-3,6 (рис. 1).



1 – трактор; 2 – напівнавісна зчіпка; 3 – сівалки СЗ-3,6

Рисунок 1 – Схема транспортного положення посівного МТА

Джерело: розроблено на підставі [2]

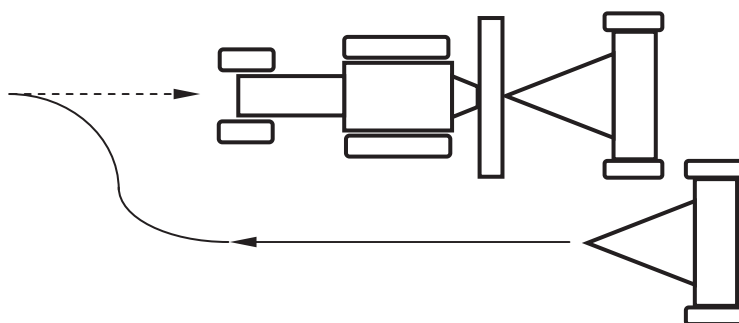
Таблиця 1 – Трудомісткість агрегування посівного МТА

Назва операції	Тривалість, с	Трудоемкість, люд.·год.
Від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо		
Від'єднання сівалки	15	0,004
Переміщення трактора вперед і вправо	30	0,008
Рух трактора зі зчіпкою та сівалкою заднім ходом	75	0,021
Всього:	120	0,033
Від'єднання правої сівалки і переміщення трактора вліво		
Від'єднання сівалки	15	0,004
Переміщення трактора зі зчіпкою вліво	25	0,007
Всього:	40	0,011
Переведення подовжувача зчіпки із транспортного положення у робоче		
Вивільнення фіксатора вертикального положення зчіпки	10	0,003
Опускання подовжувача зчіпки в робоче положення	15	0,004
Всього:	25	0,007
Приєднання правої сівалки		
Приєднання сніці сівалки до рами зчіпки	10	0,003
Приєднання гідросистеми сівалки	35	0,010
Всього:	45	0,013
Приєднання лівої сівалки		
Приєднання сніці сівалки до подовжувача зчіпки	10	0,003
Приєднання гідросистеми сівалки	35	0,010
Всього:	45	0,013
Разом по процесу:	275	0,077

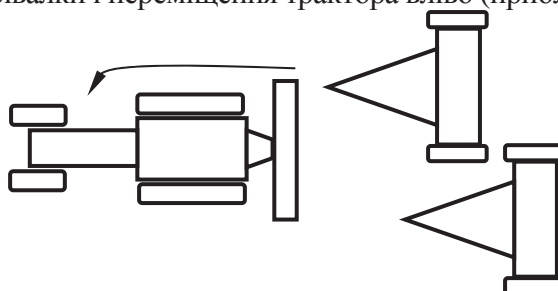
Джерело: складено автором

Після прибуття агрегату на вихідну позицію (край поля) процес його агрегування включав наступні операції (табл. 1):

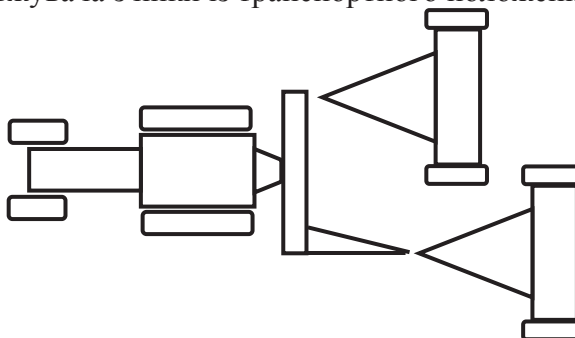
1. Від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо (приблизно на 3,5...4 м) і вперед (на 3 м) разом зі зчіпкою та приєднаною до неї правою посівною машиною:



2. Від'єднання правої сівалки і переміщення трактора вліво (приблизно на 2 м):



3. Переведення подовжувача зчіпки із транспортного положення у робоче:



4. Приєднання сніці правої сівалки до рами зчіпки, а гідравлічної системи – до гідророзподільника трактора.

5. Приєднання сніці лівої сівалки до подовжувача зчіпки, а гідравлічної системи – до гідророзподільника трактора.

Вказані операції виконували два механізатори. Як виявилось, весь процес агрегування зайняв менше 5 хв. Його загальна трудомісткість дорівнює 0,077 люд.-год. Найбільшу (43%) частку часу агрегування займає від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо і вперед разом зі зчіпкою та приєднаною до неї правою посівною машиною.

Вигляд посівного двомашинного агрегату на основі напівнавісної зчіпки показано на рис. 2.



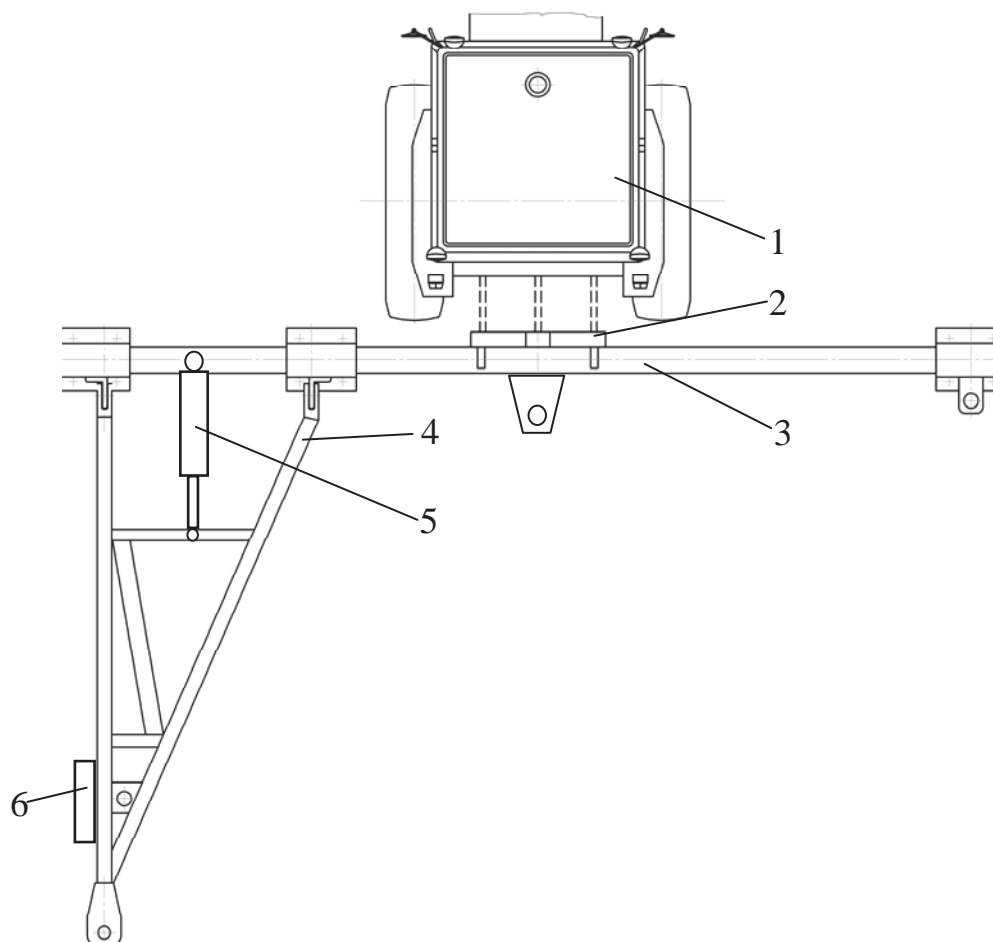
Рисунок 2 – Дослідний МТА у робочому положенні

Налаштування даного машинно-тракторного агрегату із робочого положення у транспортне здійснюється за такою схемою:

- причіпні сівалки від'єднуються від зчіпки, а їхні гідравлічні системи – від гідравлічного розподільника трактора;
- подовжувач напівнавісної зчіпки переводиться із робочого положення в транспортне. Цю операцію здійснюють дві особи;
- шляхом відповідного маневрування трактор, разом із навішеною на нього зчіпкою, агрегується з однією (правою) із сівалок. Остання приєднується до скоби, яка розташована в центральній частині рами зчіпки;
- трактор, разом з навішеною зчіпкою і приєднаною причіпною сівалкою, агрегується з другою посівною машиною. Вона своєю сницею приєднується до причіпної скоби першої сівалки.

В результаті здійснення цих операцій отримуємо двомашинний посівний агрегат, схема якого представлена на рис. 1. Трудоемкість цього процесу на 20...25% більша, ніж процесу переведення машинно-тракторного агрегату із транспортного положення в робоче.

В процесі агрегування дослідного машинно-тракторного агрегату було встановлено, що певне напруження і відповідну незручність для механізаторів створює процес піднімання та опускання подовжувача зчіпки. Для заміни ручного режиму виконання цієї операції в механічній в конструкції двомашинної напівнавісної зчіпки можна встановити додатковий гідроциліндр [7] (рис. 3).



1 – трактор; 2 – замок автозчепу зчіпки; 3 – рама зчіпки;
4 – подовжувач; 5 – гідроциліндр; 6 – опорне колесо зчіпки
Рисунок 3 – Схема обладнання зчіпки додатковим гідроциліндром

Крім підйому та опускання подовжувача він ще виконуватиме і роль відповідного демпфера, який сприятиме зменшенню частоти вертикальних коливань подовжувача зчїпки. Практично це забезпечується встановленням демпферної шайби у гідрошлангу, який з'єднує надпоршньову порожнину гідроциліндра 5 з гідророзподільником трактора.

Висновки. Загальна трудомісткість переводу двомашинного посівного агрегату на базі трактора тягового класу 1,4 з напівнавісною зчїпкою становить 0,077 люд.-год. Найбільшу (43%) частку часу агрегування займає від'єднання лівої сівалки і переміщення трактора вправо і вперед разом зі зчїпкою та приєднаною до неї правою посівною машиною.

Для зменшення невиробничих витрат часу на агрегування нового агрегату конструкцію його напівнавісної зчїпки доцільно обладнати додатковим гідроциліндром. Крім підйому та опускання подовжувача він ще виконуватиме і роль демпфера вертикальних коливань подовжувача зчїпки.

Список літератури

1. Масалабов В. Двомашинна зчїпка [Текст] / В. Масалабов, Л. Маргарян, А. Аюбов // The Ukrainian Farmer, 2011. – №7. – С.84.
2. Напівнавісна двомашинна зчїпка [Текст] /В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, А.М. Аюбов, В.М. Масалабов. – Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9, т.3. – С.137 – 143.
3. Масалабов В.М. Дослідження динамічної повороткості двомашинного МТА [Текст] / В.М. Масалабов, В.Т. Надикто // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь:ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т.3. – С.15 – 26.
4. Масалабов В.М. Визначення показника режиму повороткості двомашинного посівного МТА [Текст] / В.М. Масалабов // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т.5. – С.3 – 7.
5. Масалабов В.Н. Динамика неустановившегося поворота двухмашинного МТА [Текст] / В.Н. Масалабов // Агропанорама, 2015, №4. – С.16 – 18 (Белоруссия).
6. Иофинов С.А. Справочник по эксплуатации машинно-тракторного парка [Текст] / С.А. Иофинов С.А., Э.П. Бабенко, Ю.А. Зуев Ю.А. – М.: Агропромиздат, 1986. – 272 с.
7. Патент 50421 Україна, МПК⁹ В60D 1/00. Двомашинна зчїпка / Масалабов В.М., Кюрчев В.М., Надикто В.Т.: заявник та власник Таврійський державний агротехнологічний університет. – № u200912521; заявл. 03.12.2009; опубл. 10.06.2010, Бюл. №11/2010.

Vasil Masalabov, assist.

Tavria State Agrotechnological University, Melitopol, Ukraine

Estimated expenditure times aggregation of sowing MTU

The purpose of this article is to assess the effects scheme of two-machines sowing unit labour input of the alteration of its situation in the workplace and vice versa. The unit consists of a universally-till tractors of drawbar category 1.4, two trailed seeders C3-3.6 and the new semi-mounted coupling.

Study of retrofitting planting unit of the transport situation in the workplace and vice versa carried out by measuring the stopwatch time for each operation. All measurements during the refurbishment of the unit performed two mechanizers. The process alteration of the unit in the transport situation in the workplace include the following operations: detach the left and moving right tractor seeders; detach the right move left tractor and planter; installing the extension cord coupling of the transport situation in the workplace; adherence to the coupling of seeders.

Experimentally determined that total time consuming process of rebuilding two-machines planting unit of the transport situation in the workplace is 0.077 p-h. The largest (43%) part of the production time is to detach the left and moving right tractor seeders and forward along with hitch and attached to the right the planting machine. To reduce non-productive time spent on creating a new unit structure coupling it is advisable to equip the semi-mounted it additional hydraulic cylinder. In addition to lifting and lowering the hitch extension it will act as a damper vertical oscillation.

tractor, tractor unit, coupling, entrance, joining labor input

Одержано 07.10.15

УДК 632.08

П.В. Паламарчук, канд. техн. наук, М.П. Гавриленко*, гол. інж., М.Я. Сташків, доц., канд. техн. наук, І.М. Бортник, асп.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, stam77@ukr.net

**ПАТ «Богуславська сільгосптехніка», м. Богуслав, Україна*

Стендові випробування штанг широкозахватного обприскувача

В статті описано стендові випробування штанг широкозахватного штангового обприскувача виробництва ПАТ «Богуславська сільгосптехніка». Дослідження проведено на стенді для випробування причіпних обприскувачів на динамічні навантаження. У результаті проведених досліджень отримано значення напружень у найбільш небезпечних перетинах елементів штанг обприскувача, значення прискорень та кутових швидкостей секцій штанг.

обприскувач, штанга обприскувача, динамічне навантаження, напруження, віброприскорення

П.В. Паламарчук, канд. техн. наук, Н.П. Гавриленко*, гл. інж., Н.Я. Сташків, доц., канд. техн. наук, І.М. Бортник, асп.

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

**ОАО «Богуславская сельхозтехника», г. Богуслав, Украина*

Стеновые испытания штанг широкозахватного опрыскивателя

В статье описано стеновые испытания штанг широкозахватного штангового опрыскивателя производства ОАО «Богуславская сельхозтехника». Исследование проведено на стенде для испытания прицепных опрыскивателей на динамические нагрузки. В результате проведенных исследований получены значения напряжений в наиболее опасных сечениях элементов штанг опрыскивателя, значение ускорений и угловых скоростей секций штанг.

опрыскиватель, штанга опрыскивателя, динамическая нагрузка, напряжение, виброускорения

Постановка проблеми. Як свідчить практика світового землеробства, із впровадженням інтенсивних технологій вирощування сільськогосподарських культур значно зростає виробництво та застосування пестицидів. Основним і найбільш перспективним методом застосування пестицидів є обприскування, яке полягає у нанесенні їх в рідкому стані (у вигляді краплин) на об'єкт обробки.

Ринок України зараз насичений як вітчизняними, так і зарубіжними машинами для застосування пестицидів. Технічний рівень вітчизняних обприскувачів в останні роки значно зріс. Вони комплектуються імпортними вузлами та робочими органами і за якістю роботи сягають рівня зарубіжних аналогів [1].

Однією з провідних вітчизняних компаній, що спеціалізується на виробництві техніки для захисту рослин та внесення рідких мінеральних добрив є ПАТ «Богуславська сільгосптехніка», яка на даний час випускає самохідні обприскувачі BOGUSLAV IBIS, причіпні обприскувачі ОДІСЕЙ та КРОНОС зі штангами шириною 18 м та 22 м, а також обприскувачі ТИТАН, АТЛАНТ та ШТОРМ з додатковою системою примусового осадження крапель робочого розчину.

Проте вітчизняні обприскувачі дещо поступаються імпортним за надійністю роботи. Причинами виходу техніки з ладу є конструктивні недоробки на стадії проектування (20-30%), відмови внаслідок низької якості виготовлення та складання машин (20-30%), низького технічного рівня та якості матеріалів і елементної бази комплектуючих (35-40%), відмови через порушення правил експлуатації техніки в господарствах та низьку кваліфікацію обслуговуючого персоналу (10%), інші відмови – 5-10% [2].

Однією з основних причин виходу з ладу сільськогосподарської техніки для хімічного захисту рослин є недостатній запас втомної міцності елементів їх несучих систем, зокрема таких як штанги широкозахватних обприскувачів (рис. 1).



Рисунок 1 – Типові поломки елементів штанг обприскувача виробництва ПАТ «Богуславська сільгосптехніка»

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз публікацій з дослідження штанг широкозахватних обприскувачів, показує, що вони спрямовані, в основному, на математичне чи імітаційне моделювання коливних процесів та напруженого стану штанг [3, 4], застосування додаткових динамічних елементів [5] чи інноваційних матеріалів [6]. У той же час, інформація про експериментальні дослідження напружено-деформованого стану штанг широкозахватних обприскувачів практично відсутня, хоча такі дані є основою для проектування машин для хімічного захисту рослин [7].

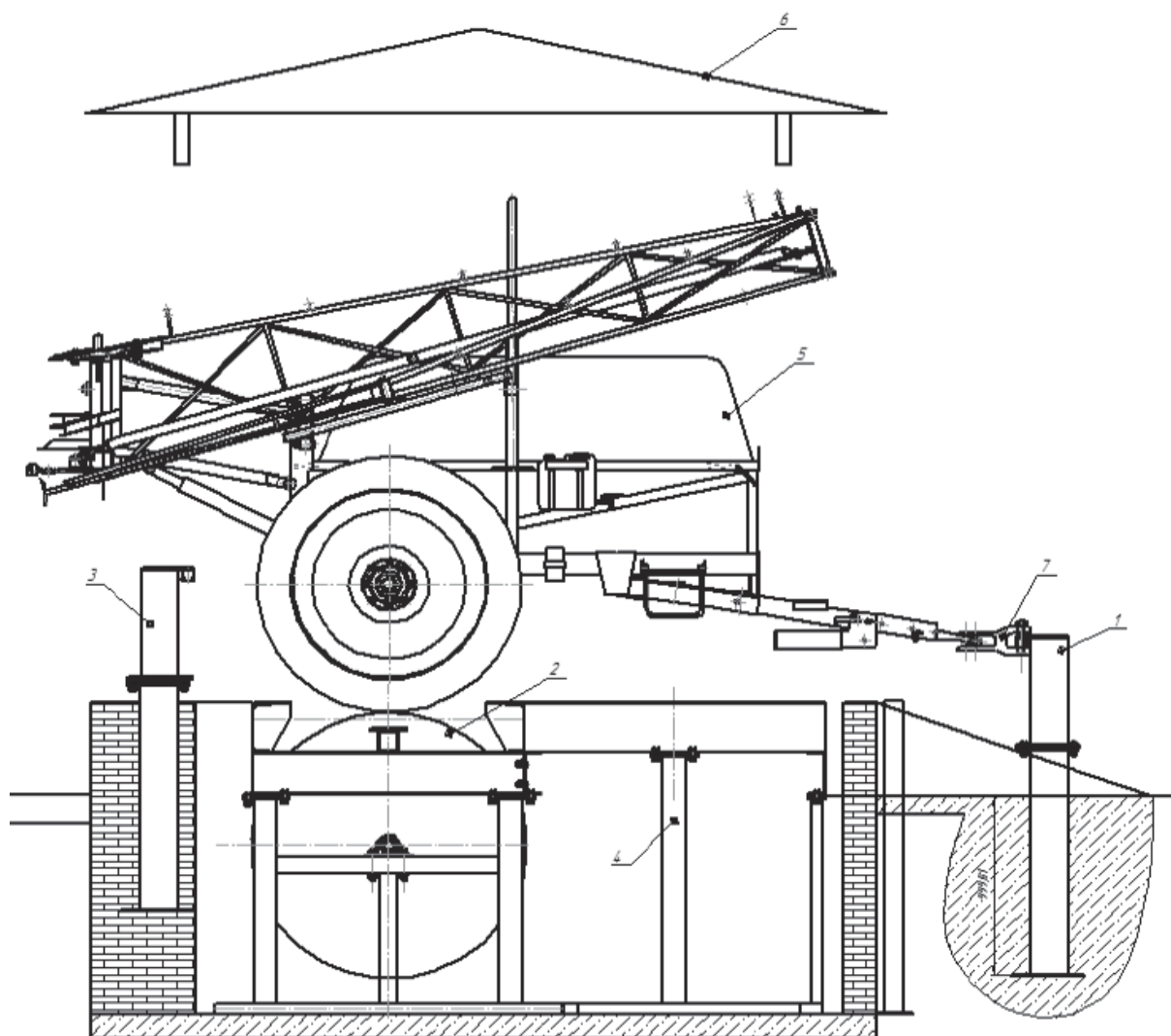
Постановка завдання. Провести експериментальні дослідження розподілу напружень у найбільш небезпечних перетинах елементів штанг широкозахватного обприскувача, визначити величину та характер зміни прискорень і кутових швидкостей секцій штанг широкозахватного обприскувача.

Результати досліджень. Дослідження широкозахватного штангового обприскувача проводились на стенді для випробування причіпних оприскувачів на динамічні навантаження, який відноситься до нестандартизованих засобів досліджень. Такий стенд для випробування причіпних оприскувачів на різні види навантаження було сконструйовано та створено у ПАТ «Богуславська сільгосптехніка» [8].

Загальний вигляд випробувального стенда подано на рис. 2.

Конструктивно випробувальний стенд виконано у вигляді бетонно – металевої конструкції, що складається із наступних вузлів. Передня опора 1 призначена для переднього фіксування оприскувача та перешкоджає вертикальному і горизонтальному руху. Барабан 2 із механічним збудувачем на зовнішньому радіусі забезпечує обертальний рух коліс обприскувача та імітує наїзд обприскувача на перешкоду. Задня опора 3 запобігає горизонтальному руху оприскувача. Подовжувач причіпного пристрою 7 застосовується для збільшення ступенів свободи випробувального оприскувача. Всі

елементи випробувального стенду монтуються на металевому каркасі 4, який встановлено у бетонній ямі. Накриття 6 призначене для запобігання попадання атмосферних опадів на вузли випробувального стенду.



1 – передня опора; 2 – барабан; 3 – задня опора; 4 – каркас стенду; 5 – досліджуваний обприскувач;
6 – накриття; 7 – подовжувач причіпного пристрою

Рисунок 2 – Загальний вигляд випробувального стенду

Електрично-механічна частина випробувального стенду складається з щита керування та безпосередньо виконавчого механізму. Щит керування складається з електричного щита, перетворювача частоти та накриття. Щит керування забезпечує регулювання обертів барабанів стенду, час прискорення та час гальмування і зупинки. На екран блоку керування частотного перетворювача виводяться параметри випробування, стан частотника, час випробування. Після встановлення відповідних параметрів перемикачем задається команда запуску виконавчого механізму.

Виконавчий механізм складається з електродвигуна, редуктора, барабанів, запобіжних муфт та валу передачі крутного моменту. Двигун працює в комплексі із планетарним редуктором, який забезпечує зниження частоти обертання вала електродвигуна. Пружинні запобіжні муфти, які знаходяться у з'єднанні «редуктор – барабан» та між барабанами, забезпечують плавність обертового руху між вузлами.

Барaban обертається з максимальною лінійною швидкістю на зовнішньому діаметрі ≈ 15 м/с, висота збурювача регулюється в межах до 90 мм.

У ході експериментальних досліджень визначалися значення напружень у найбільш небезпечних перетинах елементів штанг широкозахватного обприскувача, величина та характер зміни прискорень та кутових швидкостей секцій штанг широкозахватного обприскувача.

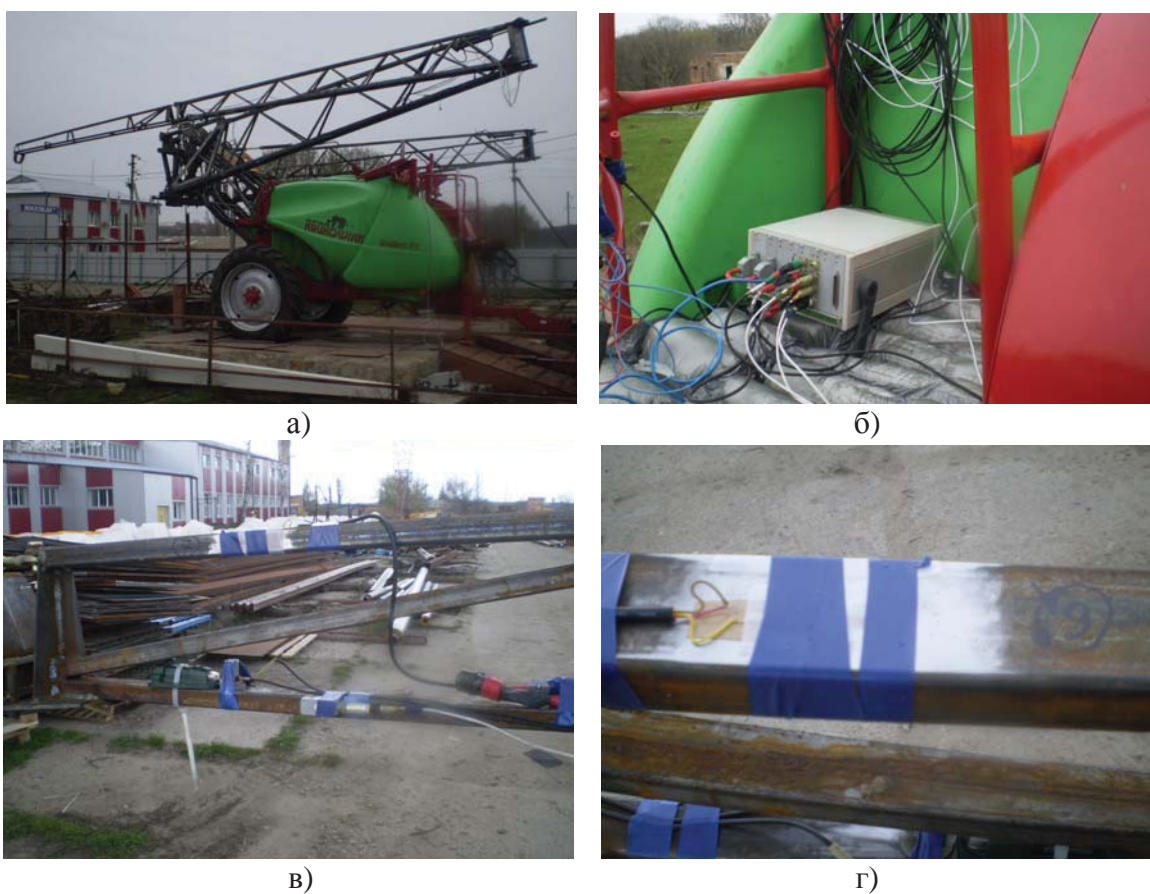
Значення діючих напружень визначались за допомогою тензорезисторних датчиків, попередньо протарованих у лабораторних умовах та наклеєних у найбільш небезпечних перетинах елементів штанг.

Величина та характер зміни прискорень секцій штанг визначались за допомогою п'єзоелектричних віброакселерометрів, встановлених на штанзі у двох взаємоперпендикулярних площинах.

Кутову швидкість секцій штанг обприскувача визначали за допомогою датчика кутових швидкостей, що побудований на основі мікросхеми фірми Analog Devices.

Сигнали від датчиків через аналогово-цифровий перетворювач реєструвались універсальною вимірювальною системою по восьми каналах: п'ять каналів – для тензорезисторів, два – для акселерометрів та один – для датчика кутових швидкостей.

Процес проведення стендових випробувань штанг обприскувача, розміщення обприскувача на випробовувальному стенді, розташування вимірювальної апаратури на обприскувачі та розташування тензорезисторних датчиків, акселерометрів та датчиків кутових швидкостей на штанзі обприскувача представлено на рис. 3.



а – розміщення обприскувача на випробовувальному стенді;
 б – розташування вимірювальної апаратури на обприскувачі;
 в, г – розташування тензорезисторних датчиків, акселерометрів та датчиків кутових швидкостей на штанзі обприскувача
 Рисунок 3 – Стендові випробування штанг широкозахватного обприскувача

Експериментальні дослідження проводились спільно провідними інженерами ПАТ «Богуславська сільгосптехніка» та фахівцями «Навчально-науково-виробничого центру випробування функціонально-технічних засобів виробництва і взаємодії з науково-промисловими комплексами» Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

Висновки. Отримані в результаті проведення стендових випробувань штанг широкозахватного обприскувача значень напружень в елементах штанг, величин та характеру зміни прискорень і кутових швидкостей секцій штанг обприскувача є основою для проведення імітаційного моделювання при проектуванні машин для хімічного захисту рослин.

Список літератури

1. Механіко-технологічні засади ефективного застосування пестицидів при обприскуванні / О.С. Барановський, В.В. Марченко // Аграрна техніка та обладнання. – №4(5). – 2008. – С. 34 – 38.
2. Афанасьєв С., Горбатов В., Погорілий В. Якісна елементна база – основа надійності вітчизняної техніки // Техніка АПК, 2006. – №5-6. – С. 40-43.
3. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: [монографія] / М.Ф. Дмитриченко, І. А Вікович. – Львів: видавництво Львівської політехніки, 2008. – 496 с.
4. Вікович І.А. Розрахунок та мінімізація коливних процесів у штангах обприскувачів / І.А. Вікович, Б.М. Дівеєв, І.Р. Дорош // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – 2011. – Вип. 45. – С. 465-471.
5. Дівеєв Б.М. Застосування динамічних гасників коливань для зменшення горизонтальних коливань штанг обприскувачів [Текст] / Б. М. Дівеєв, І. А. Вікович, І. М. Височан, І. Р. Дорош // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». – Луцьк, 2012. – Вип. 36 – С. 91–98.
6. Раціональне проектування крайніх секцій широкозахватних штанг обприскувачів із композиційних матеріалів [Текст] / І. Б. Бутитер, І. А. Вікович, І. С. Когут // Вісн. Нац. ун-ту "Львів. політехніка". – 2006. – № 560. – С. 35-40.
7. Рибак Т.І. Експериментальні методи досліджень довговічності металоконструкцій мобільних машин для хімічного захисту рослин [Текст] / Т.І. Рибак, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків // Вісник ХДТУСГ, 2004. – Вип. 23. – С. 119-122.
8. Стенд для випробування причіпних оприскувачів на динамічні, циклічні та механічні навантаження: Технічний опис та інструкція по експлуатації. – Богуслав: ПАТ «Богуславська сільгосптехніка», 2015. – 9 с.
9. Рибак Т.І. Універсальна вимірювальна система для дослідження динаміки сільськогосподарських машин [Текст] / [Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, В.І. Костюк та ін.] // Надійність і довговічність машин і споруд. – 2005. – Вип. 25. – С. 112–119.
10. Стенд №2 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.youtube.com/watch?v=_5PAFwUc4VM&feature=youtu.be

Petro Palamarchuk, PhD tech. sci., Mykola Gavrylenko*, Senior Engineer, Mykola Stashkiv, Assos. Prof., PhD tech. sci., Igor Bortnyk, post-graduate

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

** PJSC “Boguslav agricultural machinery”, Boguslav, Ukraine*

Bench tests of barbells of sprayer

The objective of investigation is experimental studies of stress distribution in the most dangerous sections of elements of barbells of sprayer; determine the size and nature of changes in acceleration and angular velocity of sections barbells of sprayer.

The article describes bench tests of barbells of sprayer production of PJSC “Boguslav agricultural machinery”. The study was conducted on the stand for testing trailed sprayers for dynamic loading. As a result of research obtained values of tensions in the most dangerous sections of the elements of barbells of sprayer, meaning acceleration and angular velocity sections of barbells of sprayer.

Obtained by conducting bench tests of barbells of sprayer values of stresses in the elements of barbells of sprayer, the size and character of change of acceleration and angular velocity of sections of barbells of sprayer is the basis for simulation modeling in the design of machines for chemical plant protection.

sprayer, barbell of sprayer, dynamic load, stress, acceleration

Одержано 06.11.15

УДК 631.316

А.М. Поляков, канд. техн. наук

Луганський національний аграрний університет, м. Харків, Україна

Удосконалення начіпного агрегату для обробітку ґрунту на похилих полях

На основі проведеного аналізу якісних показників обробітку ґрунту на похилих полях запропонований удосконалений начіпний агрегат, який забезпечує стійкість прямолінійного руху ґрунтообробного знаряддя під час роботи поперек схилу.

культиватор, додаткова тяга, похилі поля, прямолінійність руху

А. М. Поляков, канд. техн. наук

Луганский национальный аграрный университет, г. Харьков, Украина

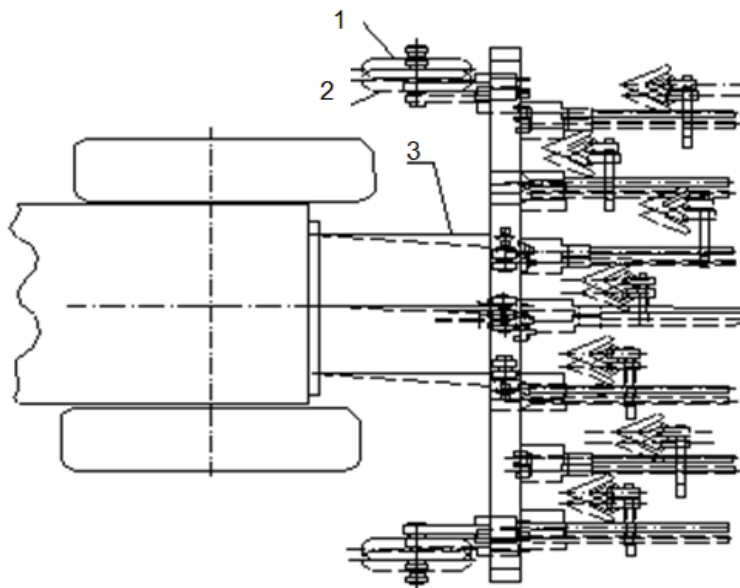
Совершенствование навесного агрегата для обработки почвы на наклонных полях

На основе проведенного анализа качественных показателей обработки почвы на наклонных полях предложен усовершенствованный навесной агрегат, который обеспечивает устойчивость прямолинейного движения почвообрабатывающего орудия во время работы поперек склона.

культиватор, дополнительная тяга, наклонные поля, прямолинейность движения

Постановка проблеми. Механічний обробіток ґрунту відноситься до найменш енергоємних та екологічно безпечних агротехнічних заходів, що забезпечує розпушування, вирівнювання ґрунту та підрізання бур'янів. Разом з цим ефективність роботи ґрунтообробного агрегату на похилих полях визначається технологічними, енергетичними та експлуатаційними показниками. Відповідне співвідношення зазначених показників характеризує досконалість конструктивної схеми начіпного агрегату, при цьому основним показником є якість виконання обробітку ґрунту міжрядь просапних культур, додатковою умовою якого є відсутність пошкодження культурних рослин [1]. Крім того, під час роботи ґрунтообробного агрегату на похилих полях повинна бути збережена прямолінійність руху культиватора, що запобігає переміщенню його робочих органів в захисну зону і пошкодження рослин.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз роботи існуючих начіпних ґрунтообробних агрегатів на базі тракторів сімейства ХТЗ, обладнаних серійною начіпною системою, показав, що вони не забезпечують високої якості ґрунтообробних робіт [2,3]. Особливо це стосується виконання ґрунтообробних робіт агрегатом із серійною начіпною системою на похилих полях, під час яких в знарядді, наприклад в культиваторі, виникає бокова сила, яка намагається змістити його від прямолінійного руху в сторону схилу [4]. При цьому тяги начіпки трактора змінюють своє положення в горизонтальній площині відносно своїх передніх шарнірів, залишаючи культиватор у зміщеному стані. Внаслідок цього робочі органи культиватора заходять в захисну зону рослин.



1 – вихідне положення культиватора; 2 – положення культиватора після відхилення від прямолінійного руху; 3 – серійна начіпна система

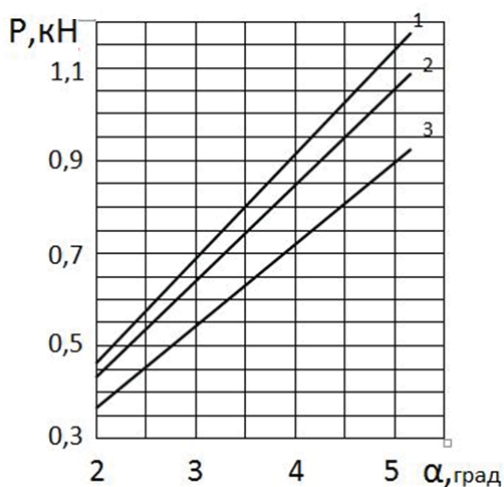
Рисунок 1 – Схема зміщення начіпного культиватора в сторону схилу при його з’єднанні з трактором серійною начіпкою

Аналіз ґрунтообробного агрегату із серійною начіпною системою показав, що силу P , яка намагається змістити агрегат від прямолінійного руху на схилі, можна визначити за наступною залежністю [5]:

$$P = m \cdot g \cdot \sin \alpha, \tag{1}$$

де m - маса ґрунтообробного агрегату, кг;
 g - прискорення сили земного тяжіння, m/c^2 ;
 α - кут нахилу поля, град.

При цьому величина сили P в значній мірі залежить від маси ґрунтообробного знаряддя та крутості схилу (рис.2).

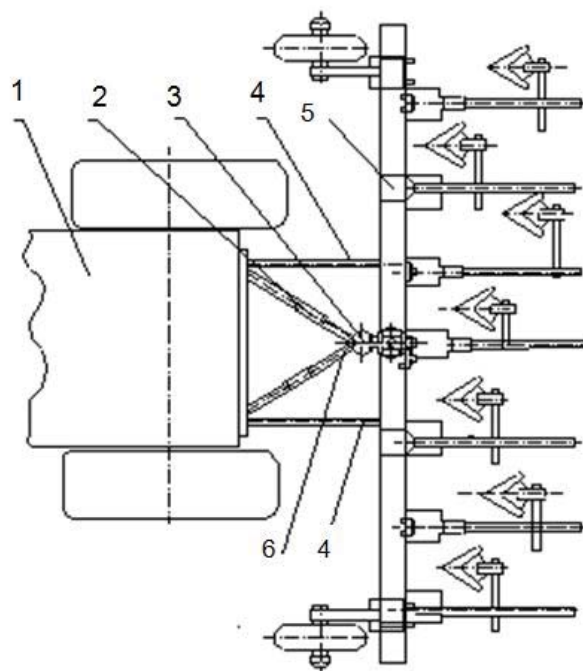


1 – КУП-5,4; 2 – КРН-5,6; 3 – КРН-4,2

Рисунок 2 – Характер впливу бокової сили P на культиватор в залежності від кута нахилу α поля

Постановка завдання. Метою дослідження є покращення показників якості обробітку на похилих полях.

Результати досліджень. Для цього необхідно, щоб начіпна система трактора утримувала знаряддя в прямолінійному напрямку незалежно від умов роботи. Для досягнення поставленої мети начіпну систему трактора 1 слід обладнати додатковою тягою 2 із розташуванням її заднього шарніру на одному валу із верхньою тягою 6 з утворенням замкнутого трикутника (рис.3).



1 – трактор; 2 – додаткова тяга начіпки; 3 – передній шарнір верхніх тяг начіпки;
4 – нижні тяги начіпки; 5 – культиватор; 6 – верхня тяга начіпки

Рисунок 3 – Схема удосконаленого начіпного агрегату для обробітку ґрунту на похилих полях

При цьому передній кінець додаткової 2 і верхньої 6 тяги необхідно обладнати сумісним шарніром 3.

Під час виконання таким агрегатом ґрунтообробних робіт, наприклад міжрядного обробітку просапних культур поперек схилу поля, культиватор 5, приєднаний до трактора 1 удосконаленою начіпкою, утримується від зміщення в сторону від прямолінійного руху шарніром 3 верхніх тяг начіпки 2 і 6, що запобігає переміщенню його робочих органів в захисну зону, а отже і пошкодженню культурних рослин [4]. При цьому культиватор 5 вільно копіює поверхню поля в поперечному напрямку своїми опорними колесами за рахунок шарнірно закріплених до остова трактора 1 нижніх тяг 4 начіпки.

Положення культиватора та інших начіпних ґрунтообробних знарядь в поперечному і повздовжньому напрямках відносно трактора 1 встановлюється регульовальними пристроями тяг 2 і 6 за рахунок зміни їх довжини.

Висновок. Утримання в прямолінійному русі трактором начіпного знаряддя під час виконання ґрунтообробних робіт на похилому полі забезпечується за рахунок шарнірної установки додаткової тяги на верхній вісі начіпки з утворенням замкнутого трикутника, внаслідок чого, наприклад при міжрядному обробітку ґрунту, робочі органи культиватора не заходять в захисну зону і не пошкоджують культурні рослини, що підвищує якісні показники його роботи.

Список літератури

1. Агротваліметрія [Текст] / За ред. Д.І. Мазоренко, Ю.І. Ковтуна. – Харків: РВП Оригінал. – 2000, 314с.
2. Синеоков Г.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.М. Синеоков, И.М. Панов. – М. : Машиностроение, 1977. – 328с.
3. Пастухов В.І. Теоретичне дослідження кінематичного зв'язку між елементами системи «трактор - навісна система - ґрунтообробна машина» [Текст] / В.І. Пастухов, В.П. Ольшанський, С.М. Скофенко [та ін.] // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2008. – Вип. 75, т. 2. – С. 5–11.
4. Горячкин В.П. Собрание сочинений [Текст] / В.П. Горячкин. - М.: Т. 2, 1968. – 437 с.
5. Івашина М.Б. Машиновикористання в землеробстві : [навчально-методичний посібник] [Текст] / М.Б. Івашина. – К.: НМЦ, 2003. – 159 с.

Polyakov, PhD tech. sci.

Lugansk National Agrarian University, Lugansk, Ukraine

Improvement of ancillary tillage fields on slopes

The aim of the revision is mounted tractor to keep the tiller in the straight direction, regardless of operating conditions to eliminate the possibility of damage to crops.

Analysis of the units with serial mounted system has shown that they do not provide high quality tillage work on sloping fields [2,3], as in the gun, such as cultivators, there is a lateral force that is trying to remove him from the rectilinear motion in the direction of the slope [4]. At the same time possible damage to plants cultivated cultivator unacceptable. To preserve the straightness of motion machine when working on slopes, the hinged system the tractor should be equipped with an additional thrust to the location of its rear hinge on the same shaft with the upper rod to form a closed triangle.

Hold in rectilinear motion tractor mounted implement in the performance of tillage works on a sloping field can be achieved by a hinge extra traction on the upper axis of the tractor and adjusting devices other rod linkage by changing their length, with the result that the working bodies of the cultivator will not damage the cultural plants.

cultivator, extra traction, sloping field, rectilinear motion

Одержано 06.11.15

УДК 631.354.2.

С. В. Пустовіт, канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет, м. Житомир, Україна, pustovitl@ukr.net

Обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки

Описано конструктивні параметри нижнього та верхнього жалюзійного решета та проведено обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки.

жалюзійне решето, система очистки, травмування, повітряний потік, амплітуда коливання решета

С. В. Пустовит, канд. техн. наук

Житомирский национальный агроэкологический университет, г. Житомир, Украина

Обоснование необходимой длины сепарирующей поверхности нижнего решета очистки

Описаны конструктивные параметры нижнего и верхнего жалюзийного решета и проведено обоснование необходимой длины сепарирующей поверхности нижнего решета очистки.

жалюзийное решето, система очистки, травмирования, воздушный поток, амплитуда колебания решета

© С. В. Пустовіт, 2015

Список літератури

1. Агрокваліметрія [Текст] / За ред. Д.І. Мазоренко, Ю.І. Ковтуна. – Харків: РВП Оригінал. – 2000, 314с.
2. Синеоков Г.М. Теория и расчет почвообрабатывающих машин [Текст] / Г.М. Синеоков, И.М. Панов. – М. : Машиностроение, 1977. – 328с.
3. Пастухов В.І. Теоретичне дослідження кінематичного зв'язку між елементами системи «трактор - навісна система - ґрунтообробна машина» [Текст] / В.І. Пастухов, В.П. Ольшанський, С.М. Скофенко [та ін.] // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2008. – Вип. 75, т. 2. – С. 5–11.
4. Горячкин В.П. Собрание сочинений [Текст] / В.П. Горячкин. - М.: Т. 2, 1968. – 437 с.
5. Івашина М.Б. Машиновикористання в землеробстві : [навчально-методичний посібник] [Текст] / М.Б. Івашина. – К.: НМЦ, 2003. – 159 с.

Polyakov, PhD tech. sci.

Lugansk National Agrarian University, Lugansk, Ukraine

Improvement of ancillary tillage fields on slopes

The aim of the revision is mounted tractor to keep the tiller in the straight direction, regardless of operating conditions to eliminate the possibility of damage to crops.

Analysis of the units with serial mounted system has shown that they do not provide high quality tillage work on sloping fields [2,3], as in the gun, such as cultivators, there is a lateral force that is trying to remove him from the rectilinear motion in the direction of the slope [4]. At the same time possible damage to plants cultivated cultivator unacceptable. To preserve the straightness of motion machine when working on slopes, the hinged system the tractor should be equipped with an additional thrust to the location of its rear hinge on the same shaft with the upper rod to form a closed triangle.

Hold in rectilinear motion tractor mounted implement in the performance of tillage works on a sloping field can be achieved by a hinge extra traction on the upper axis of the tractor and adjusting devices other rod linkage by changing their length, with the result that the working bodies of the cultivator will not damage the cultural plants.

cultivator, extra traction, sloping field, rectilinear motion

Одержано 06.11.15

УДК 631.354.2.

С. В. Пустовіт, канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет, м. Житомир, Україна, pustovitl@ukr.net

Обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки

Описано конструктивні параметри нижнього та верхнього жалюзійного решета та проведено обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки.

жалюзійне решето, система очистки, травмування, повітряний потік, амплітуда коливання решета

С. В. Пустовит, канд. техн. наук

Житомирский национальный агроэкологический университет, г. Житомир, Украина

Обоснование необходимой длины сепарирующей поверхности нижнего решета очистки

Описаны конструктивные параметры нижнего и верхнего жалюзийного решета и проведено обоснование необходимой длины сепарирующей поверхности нижнего решета очистки.

жалюзийное решето, система очистки, травмирования, воздушный поток, амплитуда колебания решета

© С. В. Пустовіт, 2015

Постановка проблеми. Виробництво зерна – найважливіше завдання, що чинить істотний вплив на розвиток економіки країни, дозволяє забезпечити в міжнародних відносинах економічну незалежність держави.

Нині сільськогосподарське виробництво повинне забезпечити потребу країни у високоякісному продовольчому й фуражному зерні, створити необхідні державні резерви та ресурси для його експорту. Резервом є зменшення його втрат у процесі збирання, транспортування, післязбиральної обробки й зберігання.

Рішення цього завдання багато в чому залежить від продуктивності і якості роботи зернозбиральних комбайнів, які на сьогодні залишаються основним засобом збирання зернових культур і є одним із джерел втрат зерна. У створенні нових високопродуктивних комбайнів з пропускною здатністю 10 – 12 кг/с і вище велика увага приділяється вдосконаленню системи очистки, котра є стримуючим чинником у підвищенні продуктивності комбайнів.

Проблема забезпечення високої пропускної здатності збиральних машин та зменшення рівня травмування зерна пов'язана з удосконаленням їх конструктивних особливостей.

Тому проведення досліджень, з метою зниження травмування зерна під час збирання з обґрунтуванням необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки, є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На даний час є велика кількість наукових праць, пов'язаних з дослідженням травмування зерна під час збирання.

У формуванні теорії та проведенні досліджень, з метою зниження травмування зерна під час збирання, значний внесок зробили: О. П. Тарасенко, В. П. Мартіросова, А. Н. Пугачов та інші [3-5].

В дослідженнях Воцкога З. И. зауважується, що навіть за правильного налаштування очистки в камеру колосового шнека потрапляє до 10 % обмолочуваного зерна, а наявність циркулюючого навантаження в його молотарці призводить до збільшення втрат від 20 до 50 % і до підвищення його дроблення з 30 до 50 %.

Якість роботи очистки залежить від співвідношення зерна й соломистих домішок у воросі. Зокрема, у роботі В. Ф. Федорова зазначено, що збільшення соломистих домішок у воросі на 20 – 50 % збільшує вихід зерна в колосовий шнек з 0,75 до 2,34 %. За оптимальних регулюваннях системи очистки в камеру колосового шнека поступає до 10 % вільного зерна від поданого на очистку, що збільшує його травмування в 1,2 – 1,5 рази.

Одним із істотних недоліків збиральних комбайнів, що впливає на травмування зерна, є наявність циркулюючого навантаження – виходу вороху в колосовий шнек і його повернення в молотарку. Це веде до збільшення завантаження молотарки, росту втрат і травмування зерна.

Постановка завдання. Метою роботи являється зниження травмування зерна при збиранні шляхом обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки.

Виклад основного матеріалу. Спостереження за роботою очистки зернозбиральних комбайнів показують, що внаслідок ударних дій поверхні жалюзі зернини відбиваються. При цьому, в сукупності з підрешітним повітряним потоком частина з них, рухаючись деякими траєкторіями, вилітає за задню кромку нижнього решета. Це знижує якість роботи очистки, оскільки збільшує схід вільного зерна в колосовий шнек комбайна, а відтак до його додаткового травмування.

Можна припустити, що виліт зерна за задню кромку решета є наслідком недостатньо обґрунтованого вибору співвідношення довжини верхнього й нижнього жалюзійних решіт. Тому для підвищення ефективності роботи очистки потрібне

теоретичне обґрунтування довжини нижнього жалюзійного решета L_n , а також отримання аналітичної залежності, яка зв'язує довжину нижнього решета з конструктивними й кінематичними параметрами очистки.

Вирішуючи це завдання розглянемо план швидкостей, діючих на зернину в момент зіткнення її з поверхнею жалюзі решета (рис.1).

Нехай решето здійснює періодичні коливання вздовж лінії ДЕ, що проходить під кутом β до горизонту (де β – кут напряду коливань решета). Тоді в момент удару поверхні жалюзі об зернини із швидкістю V_p кут зіткнення ψ буде рівний:

$$\psi = 90^\circ - \alpha,$$

де α – кут відкриття жалюзі решета.

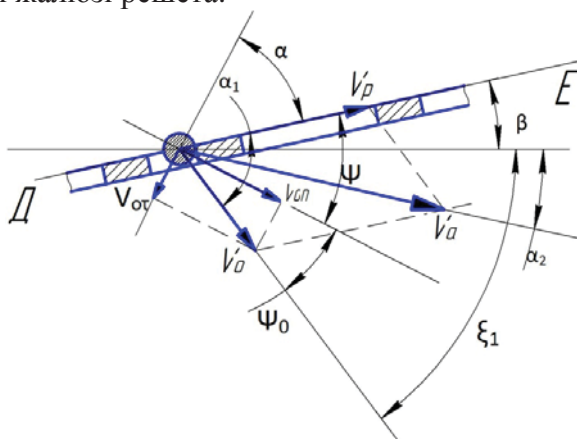


Рисунок 1 – План швидкостей, діючих на зернину в момент зіткнення її з поверхнею жалюзі верхнього решета очистки

Згідно із законами механіки, вектор швидкості будь-якого пружного тіла і поверхні матиме, відносно до останньої, нормальну V_n і дотичну V_τ складові. Але оскільки у випадку, що розглядається, удар не є абсолютно пружним, то після зіткнення зернина відбивається від поверхні жалюзі під кутом ψ_0 і набуває деякої швидкості V_0 .

Вектор швидкості після зіткнення буде спрямований під кутом ξ_1 відносно до горизонталі. Величину і напрям швидкості зернини після зіткнення визначимо за відомим правилом плану швидкостей:

$$V_0 = \sqrt{V_{0n}^2 + V_{0\tau}^2}, \quad (1)$$

$$\xi_1 = 90 - \alpha - \beta + \psi_0. \quad (2)$$

Значення складових швидкостей визначається з виразів:

$$V_n = V_p \sin \alpha, \quad V_\tau = V_p \cos \alpha;$$

$$V_{0n} = \varepsilon V_n = \varepsilon V_p \sin \alpha; \quad V_{0\tau} = f V_\tau = f V_p \cos \alpha,$$

де $\varepsilon = \frac{V_{0n}}{V_n}$ і $f = \frac{V_{0\tau}}{V_\tau}$ – відповідно коефіцієнти відновлення швидкості і миттєвого тертя під час удару.

Підставивши ці вирази в рівняння (1), отримаємо:

$$V_0 = V_p \sqrt{\varepsilon^2 \sin^2 \alpha + f^2 \cos^2 \alpha}. \quad (3)$$

Кут віддзеркалення ψ_0 визначається за формулою:

$$\cos \psi_0 = \frac{V_{0n}}{V_0} = \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{f}{\varepsilon} \operatorname{ctg} \alpha\right)^2}}. \quad (4)$$

Абсолютна швидкість зернини після удару дорівнює сумі векторів \overline{V}_p та \overline{V}_0 і може бути визначена за відомою теоремою косинусів

$$V_a = \sqrt{V_p^2 + V_0^2 + 2V_p V_0 \cos \alpha_1}. \quad (5)$$

Вектор абсолютної швидкості буде спрямований під кутом α_2 відносно до горизонту.

Відбившись від поверхні жалюзі, зернина вступає у взаємодію з підрешітним повітряним потоком. Схема сил, діючих на зернину в повітряному потоці, зображена на рис. 2.

Нехай повітряний потік діє на зернину із швидкістю C . Знаючи величину й напрям вектору абсолютної швидкості зернини, а також повітряного потоку C , можна у відповідності до векторного рівняння $\overline{V}_a = \overline{C} + \overline{U}_0$ і планом швидкостей (рис. 2) розрахувати величину й напрям вектору швидкості зернини відносно повітряного потоку:

$$U_0 = \sqrt{C^2 + V_a^2 - 2CV_a \cdot \cos(\alpha_2 + \xi)}. \quad (6)$$

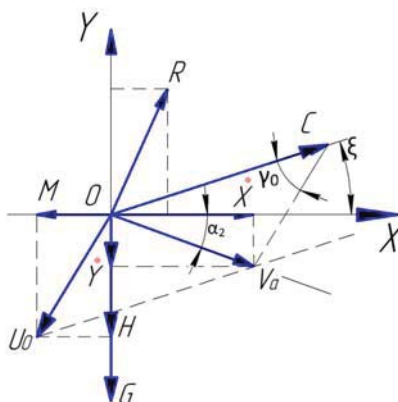


Рисунок 2 – Схема сил і швидкостей, прикладених до зернини в повітряному потоці після її зіткнення з поверхнею жалюзі верхнього решета

Оскільки напрям швидкості U_0 визначається кутом γ_0 до напрямку швидкості повітряного потоку, то його можна записати:

$$\sin \gamma_0 = \frac{V_a}{U_0} \cdot \sin(\alpha_2 + \xi), \quad (7)$$

де ξ – кут нахилу повітряного потоку до горизонту, град.

У повітряному потоці на зернину масою m діятимуть сила тяжіння

$$G = m \cdot g$$

і сила опору повітряного потоку (реакція повітря):

$$R = m \cdot k_n \cdot U_0^2, \quad (8)$$

де $k_n = \frac{\kappa \cdot \rho \cdot F}{m}$ – коефіцієнт парусності;

κ – коефіцієнт опору повітря;

ρ – густина повітря;

F і m – відповідно міделевий переріз і маса зернини.

Сила R спрямована протилежно до відносної швидкості U_0 . Під дією прикладених сил зернина рухатиметься в потоці деякою траєкторією, набуваючи в будь-якій конкретній точці нових значень початкових параметрів (надалі будемо писати без індексу «0»).

Складемо рівняння руху зернини в координатах XOY (рис.2):

$$\begin{cases} m\ddot{x} = R\cos(\gamma + \xi) \\ m\ddot{y} = -mg + R\sin(\gamma + \xi) \end{cases} \quad (9)$$

Підставляючи в рівняння (9) значення R із рівняння (8), отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{x} = k_n U^2 \cos(\gamma + \xi) \\ \ddot{y} = -g + k_n U^2 \sin(\gamma + \xi) \end{cases} \quad (10)$$

З плану швидкостей (рис. 2) матимемо:

$$OM = C\cos\xi - \dot{x},$$

$$OH = C\sin\xi + \dot{y}.$$

Відповідно

$$U^2 = (C\cos\xi - \dot{x})^2 + (C\sin\xi + \dot{y})^2. \quad (11)$$

Підставивши рівняння (11) в рівняння (10), отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{x} = k_n [(C\cos\xi - \dot{x})^2 + (C\sin\xi + \dot{y})^2] \cos(\gamma + \xi) \\ \ddot{y} = -g + k_n [(C\cos\xi - \dot{x})^2 + (C\sin\xi + \dot{y})^2] \sin(\gamma + \xi) \end{cases} \quad (12)$$

З плану швидкостей (рис. 2) можна записати:

$$\begin{cases} U \cos(\gamma + \xi) = C \cos \xi - \dot{x} \\ U \sin(\gamma + \xi) = C \sin \xi + \dot{y} \end{cases} \quad (13)$$

$$U \sin(\gamma + \xi) = C \sin \xi + \dot{y}.$$

Зважаючи, що $\sin(\gamma + \xi) = \operatorname{tg}(\gamma + \xi) \cos(\gamma + \xi)$ і прирівнюючи праві частини (13), отримаємо:

$$\begin{cases} \dot{x} = C\cos\xi - \frac{C\sin\xi + \dot{y}}{\operatorname{tg}(\gamma + \xi)} \\ \dot{y} = C\cos\xi \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \xi) - \dot{x}\operatorname{tg}(\gamma + \xi) - C\sin\xi \end{cases} \quad (14)$$

Підставимо рівняння (14) в (12) й після деяких перетворень будемо мати:

$$\begin{cases} \ddot{x} = k_n (C\cos\xi - \dot{x})^2 [\cos(\gamma + \xi) + \frac{\sin^2(\gamma + \xi)}{\cos(\gamma + \xi)}] \\ \ddot{y} = -g + k_n (C \cdot \sin\xi + \dot{y})^2 [\sin(\gamma + \xi) + \frac{\cos^2(\gamma + \xi)}{\sin(\gamma + \xi)}] \end{cases} \quad (15)$$

Уведемо позначення:

$$\begin{cases} A_1 = k_n [\cos(\gamma + \xi) + \frac{\sin^2(\gamma + \xi)}{\cos(\gamma + \xi)}] \\ B_1 = k_n [\sin(\gamma + \xi) + \frac{\cos^2(\gamma + \xi)}{\sin(\gamma + \xi)}] \end{cases} \quad (16)$$

Тоді отримаємо:

$$\begin{cases} \ddot{x} = A_1 \dot{x}^2 - 2A_1 C \cos \xi \dot{x} + A_1 C^2 \cos^2 \xi \\ \ddot{y} = -g + B_1 \dot{y}^2 + 2B_1 C \sin \xi \dot{y} + B_1 C^2 \sin^2 \xi \end{cases} \quad (17)$$

Отримані диференціальні рівняння руху зернини в косому потоці повітря, з моменту її зіткнення з поверхнею жалюзі решета, є нелінійними диференціальними рівняннями другого роду. У загальному вигляді такі рівняння мають такий запис:

$$\ddot{y} + ay'^2 + by' + c = 0. \quad (18)$$

Лінеаризація й відповідні перетворення рівняння (18) призводять до його такого вигляду:

$$\ddot{g} = g^2 + pg + g, \quad (19)$$

Оскільки з рівнянь (17) видно, що всі члени (19) значущі, то наближене рішення поставленої нами завдання можливе лише за умови введення деяких допущень, виходячи з фізичної суті процесу.

Беручи до уваги умову забезпечення якості процесу розділення вороху, тобто винесення з очистки тільки легких домішок, швидкість повітряного потоку в решітних очистках порівняно мала. З урахуванням цього, незначною зміною напрямку реакції повітря R під час польоту зернини можна знехтувати. Тоді можна вважати, що сила R надає зернині постійне прискорення:

$$j = \frac{R}{m} = k_n U^2. \quad (20)$$

Із прийнятими допущеннями рішення задачі значно спрощується, і залежності для визначення проекцій швидкості руху зернини на осі координат X і Y набудуть вигляду:

$$\begin{cases} \dot{x} = V_a C \cos \alpha_2 + k_n U^2 \cos(\gamma + \xi)t \\ \dot{y} = -gt - V_a \sin \alpha_2 + k_n U^2 \sin(\gamma + \xi)t \end{cases} \quad (21)$$

Після інтегрування (21) отримаємо проекції переміщення зернини на осі координат X і Y :

$$\begin{cases} x = V_a \cos \alpha_2 t + k_n \frac{U^2 \cos(\gamma + \xi)t^2}{2} \\ y = -\frac{gt^2}{2} - V_a \sin \alpha_2 t + k_n \frac{U^2 \sin(\gamma + \xi)t^2}{2} \end{cases} \quad (22)$$

Виключимо з рівнянь (22) час t , оскільки $t \geq 0$, матимемо:

$$t = \frac{\sqrt{V_a^2 \cos^2 \alpha_2 + 2k_n U^2 \cos(\gamma + \xi)x - V_a \cos \alpha_2}}{k_n U^2 \cos(\gamma + \xi)}. \quad (23)$$

Уведемо наступні позначення:

$$\begin{aligned} a_x &= V_a \cos \alpha_2; & b_x &= k_n U^2 \cos(\gamma + \xi); \\ a_y &= V_a \sin \alpha_2; & b_y &= k_n U^2 \sin(\gamma + \xi). \end{aligned} \quad (24)$$

Тоді рівняння (23) виглядатиме:

$$t = \frac{\sqrt{a_x^2 + 2b_x x_1 - a_x}}{b_x}. \quad (25)$$

Підставивши значення t в рівняння (22) і перетворивши, отримаємо рівняння траєкторії руху зернини після зіткнення із жалюзійним решетом:

$$y = \frac{(b_y - g)(a_x^2 + xb_x) + \sqrt{a_x^2 + 2b_x x}(ga_x - a_y b_x - b_y a_x) + a_y b_x a_x}{b_x^2}. \quad (26)$$

Вираз (26) є рівнянням параболи. Отже, рух зернини після зіткнення з жалюзі решета відбувається по параболічних кривих.

Для того, щоб розрахувати величину необхідної різниці ΔL довжини нижнього жалюзійного решета L_H порівняно з довжиною верхнього решета L_B , спочатку визначимо довжину польоту зернини після удару ($l_1 = NN_1$) уздовж лінії напрямку нижнього решета (рис. 3).

Для визначення довжини польоту $l_1 = NN_1$ (рис. 3) знайдемо місце знаходження точки N_1 . Для цього в прийнятій нами системі координат напишемо рівняння похилої площини нижнього жалюзійного решета:

$$y = x_1 \operatorname{tg} \eta - h, \quad (27)$$

де h – відстань між решетами по осі Y , м;

η – кут напрямку коливань нижнього решета, град.

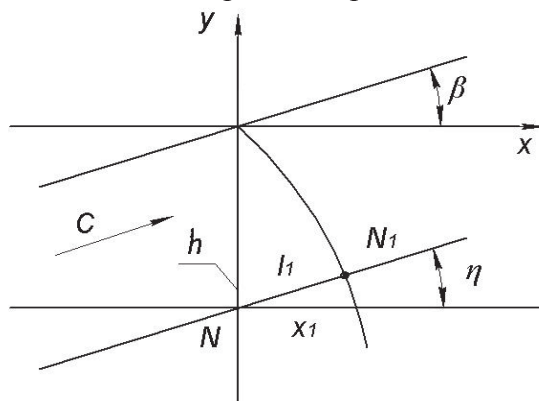


Рисунок 3 – Схема для визначення довжини польоту зернини вздовж лінії напрямку коливань нижнього решета після її зіткнення з поверхнею жалюзі верхнього решета

Координати точки перетину параболи з площиною нижнього решета знайдемо, виходячи з рівнянь (26) і (27):

$$x_1 \operatorname{tg} \eta - h = \frac{(b_y - g)(a_x^2 + x \cdot b_x) + \sqrt{a_x^2 + 2b_x x}(ga_x - a_x b_x - b_y a_x) + a_y b_x a_x}{b_x^2}. \quad (28)$$

Довжина польоту зернини відповідно до рис. 3 становитиме:

$$l_1 = \frac{x_1}{\cos \eta}. \quad (29)$$

Після відповідних перетворень (28) і (29) рівняння наберуть вигляду:

$$x_1 = \frac{ABD^2 b_x + \sqrt{D^2 [D^2 b_x^2 + A^2 \cdot a_x - 2ABb_x]}}{A^2}, \quad (30)$$

$$l_1 = \frac{ABD^2 b_x + \sqrt{D^2 [D^2 b_x^2 + A^2 a_x - 2ABb_x]}}{A^2 \cos \eta}, \quad (31)$$

де $A = b_x(b_y - g) - b_x^2 \operatorname{tg} \eta$;

$B = hb_x^2 + a_x^2(b_y - g) + a_x b_x a_y$;

$$D = ga_x - a_y b_x - b_y a_x. \quad (32)$$

Час польоту зернини визначимо з виразу (25):

$$t_1 = \frac{\sqrt{a_x^2 + 2b_x x - a_x}}{b_x}. \quad (33)$$

Знаючи довжину польоту l_1 і час польоту зернини після зіткнення t_1 , можна визначити необхідну довжину нижнього жалюзійного решета L відносно до довжини верхнього решета L_B .

Очевидно, буде справедлива така залежність:

$$L_H = L_B + \Delta L, \quad (34)$$

де ΔL – необхідна різниця довжин нижнього й верхнього решіт, м.

Оскільки решета здійснюють гармонійні періодичні коливання, тому найбільший інтерес представляє момент максимального імпульсу удару жалюзі об зернину, тобто коли радіус кривошипа валу приводу займає положення OM (рис. 4), перпендикулярне лінії спрямованості коливань верхнього решета:

$$V_p = a\omega = a2\pi n, \quad (35)$$

де a – радіус кривошипа (амплітуда коливань) валу приводу, м;

n – частота обертання валу приводу, c^{-1} .

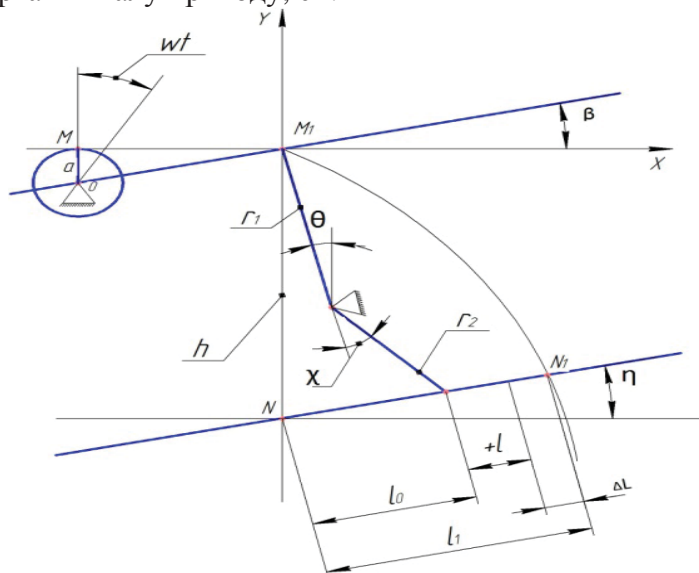


Рисунок 4 – Схема для розрахунку величини ΔL – необхідної різниці довжини нижнього решета очистки в порівнянні з верхнім решетом

Указаному положенню кривошипа валу відповідає точка M_1 (рис. 4) – тобто, положення крайнього жалюзі (кінця) верхнього решета в цей момент часу. Помістимо в точку M_1 початок координат (рис. 4). Тоді, відповідно до рис. 4, величина необхідної різниці довжин решіт ΔL буде становити:

$$\Delta L = l_1 - (l_0 + l), \quad (36)$$

де l_1 – довжина польоту зернини після удару, м;

l_0 – відстань від кінця нижнього решета до осі Y на лінії напрямку його коливань у момент максимального ударного імпульсу жалюзі верхнього решета об зернину, м;

l – відстань від кінця нижнього решета в момент часу перетину траєкторії зернини та лінії напрямку коливань нижнього решета, м.

З рис. 4. можна записати:

$$l_0 = \frac{r_1 \sin \theta + r_2 \sin(\theta + \chi)}{\cos \eta}, \quad (37)$$

де r_1 і r_2 – радіуси коливань відповідно верхнього й нижнього решіт, м;
 θ – кут нахилу веденого радіуса коливань r_1 відносно вертикальної осі, який відповідає положенню точки M_1 , град;

χ – кут асиметрії радіусів коливань решіт, град.

Згідно із законами гармонійних періодичних коливань, можна записати:

$$l = a \frac{r_2}{r_1} \sin 2\pi n t. \quad (38)$$

Підставивши значення l_0 і l з рівняння (37) і (38) в (36), отримаємо:

$$\Delta L = l_1 - \left(\frac{r_1 \sin \theta + r_2 \sin(\theta + \chi)}{\cos \eta} + a \frac{r_2}{r_1} \sin 2\pi n t_1 \right). \quad (39)$$

З урахуванням виразів (36) і (39) залежність для визначення необхідної довжини нижнього жалюзійного решета очистки комбайна набуде вигляду:

$$L_n = L_B + l_1 - \left(\frac{r_1 \sin \theta + r_2 \sin(\theta + \chi)}{\cos \eta} + a \frac{r_2}{r_1} \sin 2\pi n t_1 \right). \quad (40)$$

Рівняння (40) може бути використане для визначення необхідної довжини нижнього жалюзійного решета комбайнів з аналогічною технологічною схемою очистки.

Висновки. Описано обґрунтування необхідної довжини сепаруючої поверхні нижнього решета очистки, де отримані диференціальні рівняння руху зернини в косому потоці повітря у момент її зіткнення з поверхнею жалюзі решета, що є нелінійними диференціальними рівняннями другого роду.

Визначено довжину польоту зернини після удару уздовж лінії напрямку нижнього решета та час польоту.

Отримано залежність для визначення необхідної довжини нижнього жалюзійного решета очистки комбайна.

Список літератури

1. Урайкин В. М. Влияние циркулирующих нагрузок на качество работ молотильно-сепарирующих устройств комбайнов [Текст] / В. М. Урайкин, Н. И. Косилов, М. Г. Степичев. – Тр.: ЧИМЭСХ. – Вып.95. – 22-31 с.
2. Шпокас Л. И. Исследование работы колосового элеватора СК-5"Нива" на холмистых полях //Науч. тр. /Латв. с.-х. Акад.- Вильнюс: Москва. – 1980. – Вып. XXVI, 3(82). – 24-30 с.
3. Тарасенко А. П. Снижение травмирования семян при уборке и после уборочной обработке. А. П. Тарасенко. – Воронеж : ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003. – С.310-314.
4. Мартиросова В. П. Травмирование семян зерновых культур при обмолоте [Текст] / В. П. Мартиросова. – ТСХА.: – 1965. – 51-56с.
5. Пугачев А. Н. Повреждение зерна машинами [Текст] / А. Н. Пугачев. – М.: Колос, 1976. – 315-320 с.

Sergiy Pustovit, PhD tech. sci.

Zhytomyr national agroecological Universit., Zhitomir, Ukraine

The rationale for the required length separating the bottom surface of the cleaning sieve

The aim of this work is to reduce injury to the grain during harvesting, by way of justification required length separating the bottom surface of the cleaning sieve.

Describes the design parameters of the upper and lower louvered sieve and conducted substantiation required length separating the bottom surface of the cleaning sieve.

Determined the length of flight of grains after impact along the line of the lower sieve and the flight time. The dependence for determining the necessary length of the lower louver sieve, cleaning of the combine.

galuzina sieve, cleaning system, injuries, airflow fluctuation, amplitude of the sieve

Одержано 05.11.15

УДК 631.356.22

О. П. Цьонь, канд. техн. наук, А. Д. Довбуш, Н. А. Рубінець

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, tson_oleg_@ukr.net

Дослідження напружено-деформованого стану активного робочого органу дообрізувача залишків ГИЧКИ

В статті досліджено напружено-деформований стан активного плоского ножа дообрізувача залишків гички при виконанні ним технологічного процесу доочищення головок коренеплодів цукрових буряків.

дообрізувач гички, плоский ніж, коренеплід, згинальний момент, дотичні напруження

О. П. Цень, канд. техн. наук, А. Д. Довбуш, Н. А. Рубінець

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

Исследование напряженно-деформированного состояния активного рабочего органа дообрезчика остатков ботвы

В статье исследовано напряженно-деформированное состояние активного плоского ножа дообрезчика остатков ботвы при выполнении им технологического процесса доочистки головок коренеплодов сахарной свеклы.

дообрезчик ботвы, плоский нож, коренеплод, изгибающий момент, касательные напряжения

Постановка проблеми. Видалення гички з головок коренеплодів цукрових буряків є однією з найбільш трудо- та енергомістких операцій при їх збиранні. Належність України до основних бурякосіючих країн світу, зумовлює необхідність випуску вітчизняним машинобудуванням бурякозбиральних машин на рівні кращих світових аналогів. Виробництво механізованих засобів для збирання цукрових буряків найбільшого розвитку набуло у країнах Західної Європи, Росії, Україні, США, Японії.

Аналіз останніх досліджень. Вимоги, які ставлять до якості гички і коренеплодів цукрових буряків після їх механізованого збирання, зумовлюють виробництво та розробку машин з різними конструктивними та компоувальними схемами гичкоочисних механізмів. Збільшення продуктивності та підвищення показників якості виконання технологічного процесу роботи бурякозбиральних машин здійснюється шляхом модернізації існуючих машин та механізмів, а також розробкою принципово нових компоувальних схем бурякозбиральних агрегатів.

Постановка завдання. Робочим органом дообрізувача залишків гички є плоский ніж (рис. 1) [4]. Процес взаємодії його з головками коренеплодів цукрових буряків під час виконання технологічного процесу характеризується перш за все суттєвою зміною швидкості руху ножа. Згідно з [1], блок привода активного ножа жорстко прикріплений до опорної пластини, і при приведенні його в рух в місцях кріплення до привода виникають згинальні моменти, які діють у вертикальній та горизонтальній площинах.

Розглядаючи технологічний процес дообрізування залишків гички активним плоским ножом, необхідним є дослідження його напружено-деформованого стану за допомогою проведення розрахунків з визначення згинальних моментів та максимальних напружень, які виникають в місцях кріплення його до блоку привода з урахуванням властивостей матеріалів та впливів робочих середовищ [5].

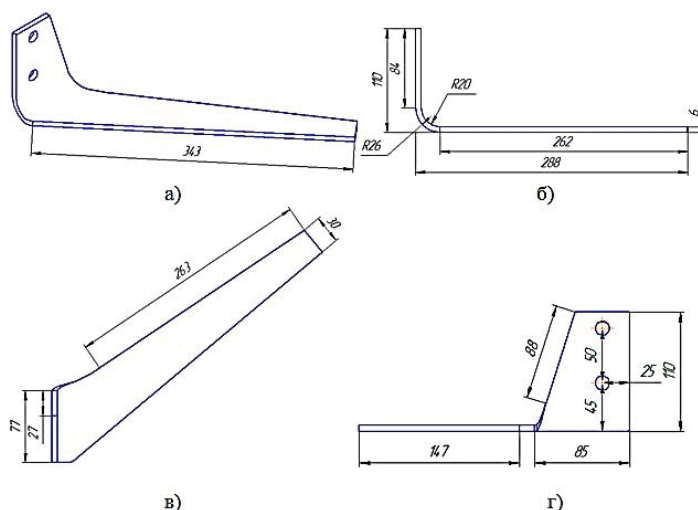


Рисунок 1 – Плоский ніж дообрізувача гички та його геометричні характеристики

Виклад основного матеріалу. Схема перетину активного плоского ножа, в якому діють згинальні моменти, та його геометричні характеристики зображені на рис. 2.

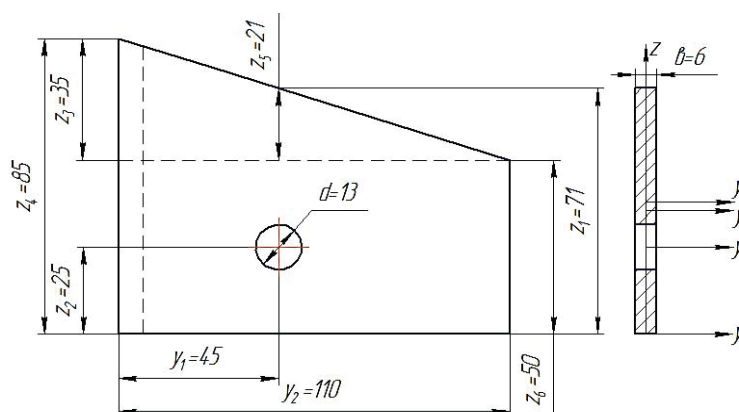


Рисунок 2 – Схема перерізу ножа та його геометричні характеристики

Координату центра ваги перетину (див. рис. 2) визначаємо за формулою

$$z_c = \frac{\sum S_z}{\sum F} = \frac{F_1 z_1 - F_2 z_2}{F_1 - F_2}, \quad (1)$$

де F_1 і F_2 – площі першої та другої фігури, мм^2 ;

z_1 і z_2 – відповідні відстані, мм .

Підставивши значення, отримаємо $z_c = 37,9 \text{ мм}$.

Осьовий момент інерції навантаженого перетину ножа у вертикальній площині визначаємо за формулою

$$I_z = \frac{z_1 b^3}{12} - \frac{db^3}{12}, \quad (2)$$

де b – товщина перетину, мм .

Осьовий момент інерції у горизонтальній площині визначаємо за залежністю

$$I_y = \frac{bz_1^3}{12} + F_1(z_c - z_1')^2 - \left[\frac{d^3b}{12} + F_2(z_c - z_2)^2 \right], \quad (3)$$

де z_1' – відстань від осі y до осі y_1 , $z_1' = 35,5$ мм.

Після підстановки відповідних величин у залежності (2) та (3), отримаємо значення осьових моментів інерції у горизонтальній $I_y = 16,74 \text{ см}^4$ та вертикальній $I_z = 0,104 \text{ см}^4$ площинах.

Осьові моменти опору у горизонтальній та вертикальній площинах визначаємо за формулами:

$$\begin{aligned} W_z &= \frac{I_z}{d/2}, \\ W_y &= \frac{I_y}{z_c}. \end{aligned} \quad (4)$$

Підставивши значення у формулу (4), отримаємо $W_y = 4,42 \text{ см}^3$, $W_z = 0,348 \text{ см}^3$.

Розглянемо напружений стан активного плоского ножа.

1. Згинальний момент, що виникає від дії сили тертя F_T розкладемо на момент M_z , що діє у вертикальній та момент M_y – у горизонтальній площинах (рис. 3). Визначаємо їх за формулами:

$$\begin{aligned} M_z &= F_T l_1, \\ M_y &= F_T l_2. \end{aligned} \quad (5)$$

Нормальні напруження σ у двох площинах, які спричинені дією згинальних моментів M_z та M_y , визначаємо за залежностями:

$$\begin{aligned} \sigma(M_z) &= \frac{M_z}{W_z}, \\ \sigma(M_y) &= \frac{M_y}{W_y}. \end{aligned} \quad (6)$$

Підставивши значення у формули (5) та (6) отримаємо: $M_z = 3240 \text{ Нмм}$, $\sigma(M_z) = 9,31 \text{ МПа}$; $M_y = 12960 \text{ Нмм}$, $\sigma(M_y) = 2,93 \text{ МПа}$.

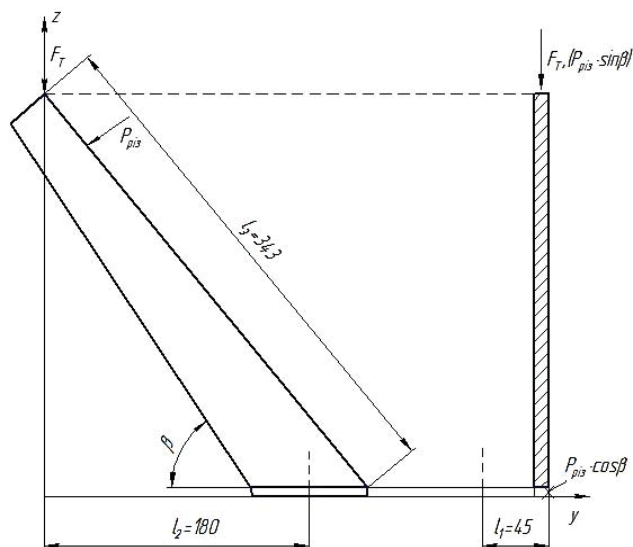


Рисунок 3 – Схема до визначення величини згинальних моментів M активного плоского ножа

2. Від дії сили різання P_{pi3} виникає згинальний моменти M , який розкладаємо на три складові, дві з яких діють у горизонтальній площині (M_{y_1} та M_{y_2}) і один у вертикальній (M_{z_1}) (рис. 3). Визначаємо їх за формулами

$$\begin{aligned} M_{y_1} &= P_{pi3} \cdot l_3, \\ M_{y_2} &= (P_{pi3} \cdot \cos \beta) \cdot l_1, \\ M_{z_1} &= (P_{pi3} \cdot \sin \beta) \cdot l_1. \end{aligned} \quad (7)$$

Згинальні моменти M_{y_1} , M_{y_2} , M_{z_1} та відповідні їм напруження σ від дії сили різання P_{pi3} набувають значень: $M_{y_1} = 53508 \text{ Нмм}$, $\sigma(M_{y_1}) = 12,1 \text{ МПа}$; $M_{y_2} = 6362 \text{ Нмм}$, $\sigma(M_{y_2}) = 1,44 \text{ МПа}$; $M_{z_1} = 2966 \text{ Нмм}$, $\sigma(M_{z_1}) = 8,53 \text{ МПа}$.

Статичний розрахунок напружено-деформованого стану активного плоского ножа слід проводити з врахуванням динамічних навантажень, які виникають при реальних умовах виконання технологічного процесу видалення залишків гички з метою прогнозування його роботоздатності.

Для досліджуваного робочого органу дотичні напруження металоконструкції є незначні, тому з врахуванням коефіцієнта динамічності $k = 2,1$ [2, 3] максимальні нормальні напруження σ_{\max} , які виникають у місцях кріплення активного плоского ножа до блоку привода під час приведення його в рух, дорівнюють сумі всіх напружень, що діють у горизонтальній та вертикальній площинах від максимальних значень сил P_{pi3} та F_T .

З врахуванням максимальних значень сил різання і тертя отримаємо $\sigma_{\max} = 72,03 \text{ МПа}$, що є значно меншим від допустимих значень для матеріалів, з яких виготовляють плоскі ножі дообрізувачів гички. Міцнісні показники надійності при

приведенні ножа у рух залишаються незмінними порівняно з пасивним виконанням робочого органу дообрізувача гички.

Висновки. Стаття присвячена питанням підвищення ефективності та надійності технологічного процесу дообрізування залишків гички з головок коренеплодів цукрових буряків на основі обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів механізму дообрізувача гички активного типу.

Застосування запропонованої конструкції дообрізувача активного типу дозволить підвищити ефективність та надійність процесу доочищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички.

Список літератури

1. Патент № 86895, Україна, МПК А01D 23/02. Дообрізувач гички з активним ножом [Текст] / Рибак Т.І., Цьонь О.П., Сташків М.Я., Попович П.В., Цьонь Г.Б.; заявник та патентовласник Терноп. нац. техн. ун-т. – № u201309816; заявл. 07.08.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. №1. – 4 с.
2. Рибак Т.І. Підвищення надійності сільськогосподарських машин. Том 4. [Текст]/ Т.І. Рибак. – Тернопіль: ТНТУ, 2012. – 279 с.
3. Ріпецький Є.Й. Визначення оптимального кінематичного співвідношення ланок маніпулятора грейферного навантажувача з урахуванням режимів роботи [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Вісник ХНТУ “Технічні системи і технології тваринництва”. – Харків. – 2012. – Вип. 120. – С. 410 – 417.
4. Рибак Т.І. Огляд гичковидаляючих апаратів бурякозбиральний машин та шляхи їх вдосконалення [Текст] / Т.І. Рибак, О.П. Цьонь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Випуск 134. «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Харків: Віровець А.П. «Апостроф», 2013. – С. 203-207.
5. P. V. Popovich. Influence of Organic Fertilizers on the Corrosion-Electrochemical Characteristics of Low-Carbon Steels / P. V. Popovych, L. A. Mahlatyuk, R. B. Kupovych // Materials Science . – 2014.– Vol. 50, 2– P. 284 – 289.

Oleg Tson, PhD tech. sci., Anatoliy Dovbush, Nataliya Rubinets

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

Research the tensely deformed status of the active flat knife of purifier residual tops

The article is dedicated to the problem of improving the efficiency and reliability of technological topping the residual tops of sugar beet crowns taking into consideration the structural and technological parameters of an active type topper.

The use of active type topper design will improve the efficiency and reliability of topping the sugar beet crowns.

topper, flat knife, root, bending moment, tangent stresses

Одержано 04.11.15

УДК 631.22.019

Е.Б. Алієв, канд. техн. наук

Інститут олійних культур НААН України, пос. Сонячний, Запорізький р-н, Україна

В.М. Яропуд, асист.

Вінницький національний аграрний університет, м.Вінниця, Україна, yaropud7@mail.ru

Порівняльний аналіз результатів теоретичних й експериментальних досліджень процесу функціонування теплоутилізатора для тваринницьких приміщень

В статті проведено наочне і статистичне порівняння теоретичних і експериментальних даних, що дало змогу стверджувати про адекватність математичної моделі, яка розроблена в результаті теоретичних досліджень функціонування теплоутилізатора для тваринницьких приміщень і можливість її використання для інженерних розрахунків.

теплоутилізатор, теоретичні дослідження, експериментальні дослідження, тваринницькі приміщення, температура, теплопередача

Э. Б. Алиев, канд. техн. наук

Інститут масличних культур НААН України, пос. Солнечный, Запорожский р-н, Запорожская обл., Украина

В.Н. Яропуд, асист.

Винницкий национальный аграрный университет, г.Винница, Украина

Сравнительный анализ результатов теоретических и экспериментальных исследований процесса функционирования теплоутилизатора для животноводческих помещений

В статье проведено наглядное и статистическое сравнение теоретических и экспериментальных данных, что позволило утверждать об адекватности математической модели, разработанной в результате теоретических исследований функционирования теплоутилизатора для животноводческих помещений и возможность ее использования для инженерных расчетов.

теплоутилізатор, теоретичні дослідження, експериментальні дослідження, тваринницькі приміщення, температура, теплопередача

Постановка проблеми. На сьогодні існує велика кількість конструкцій кожухотрубних теплоутилізаторів [1, 2] і відповідні дослідження їх конструктивно-технологічних параметрів [3, 4, 5]. Однак в цих роботах мало приділено уваги оптимізації режимних параметрів трьохтрубних концентричних теплоутилізаторів.

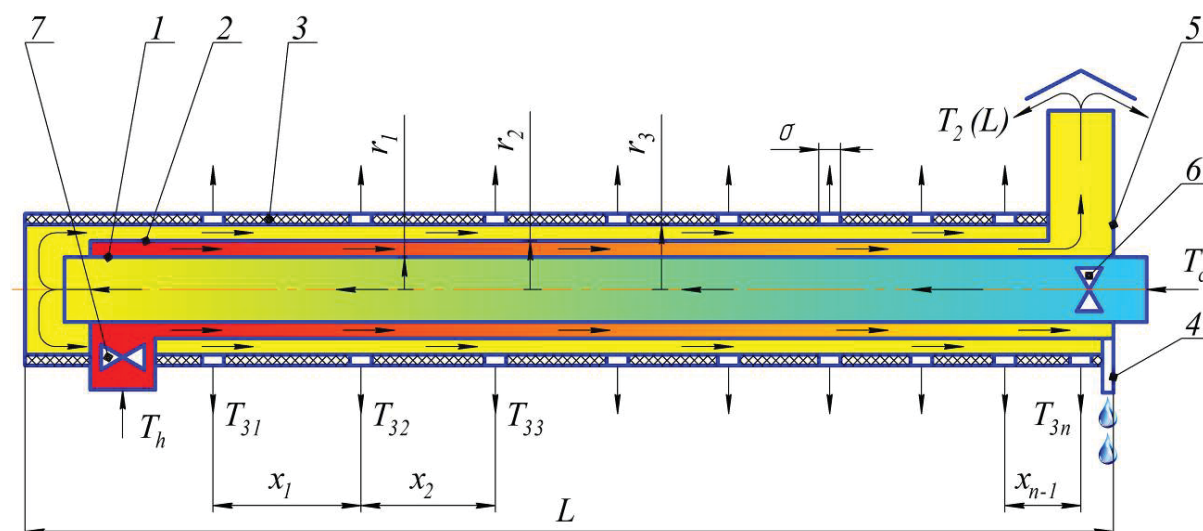
Аналіз останніх досліджень і публікацій. В результаті наших теоретичних і експериментальних досліджень [6] розроблено математичну модель процесу теплопередачі у трьохтрубному концентричному теплоутилізаторі (рис. 1) із врахуванням явища конденсації в ньому, яка дозволяє визначати розподіл температур повітряних потоків за його довжиною і його теплову потужність.

До технологічної схеми трьохтрубного теплоутилізатора [7] із протivotоком входять труби 1, 2 і 3, що встановлені коаксіально, трубка для відводу конденсату 4, яка проходить крізь трубу 3 і розташовується в нижній частині труби 2, викидну шахту 5, що проходить крізь трубу 3, припливний 6 та викидний 7 вентилятори (рис. 1). Теплоутилізатор здійснює технологічний процес наступним чином. Припливне

(холодне) повітря вентилятором 6 подається по внутрішній трубі 1. Вентилятором 7 викидне (тепле) повітря із приміщення нагнітається в простір між трубами 1 і 2, що має кільцевий поперечний перетин. Потoki рухаються в протилежному напрямі: викидне повітря виходить в зовнішнє середовище з викидної шахти 5, а припливне повітря розвертається і продовжує рух в зворотному напрямку в просторі між трубами 2 і 3, що також має кільцевий поперечний перетин. Таким чином відбувається процес теплообміну між припливним і викидним повітрям через стінки труб 1 і 2, завдяки чому припливне повітря підігрівається на певну величину. При охолодженні викидного повітря на зовнішній поверхні труби 1 і внутрішній поверхні труби 2 утворюється конденсат, для відводу якого служить трубка 4.

Постановка завдання. Провести наочне і статистичне порівняння теоретичних і експериментальних даних, які отримані в результаті досліджень процесу функціонування теплоутилізатора для тваринницьких приміщень.

Виклад основного матеріалу. Об'ємні витрати повітря розробленого теплоутилізатора, в досліджуваному діапазоні варіювання, суттєво впливають на корисну теплову потужність, що підтверджують результати теоретичних і експериментальних досліджень, вона приймає оптимальне значення (рис. 2). Оптимум виникає через наявність протидії потужностей для нагріву потоку холодного повітря в теплоутилізаторі і прокачування повітря через нього. Статистичний аналіз показав, що коефіцієнт кореляції між теоретичними і експериментальними даними, при варіюванні значеннями об'ємних витрат повітря, складає 0,93, відносна похибка оптимальних значень 2,6 %.



1, 2, 3 – труби; 4 – трубка для відводу конденсату; 5 – викидна шахта; 6 – припливний вентилятор;
7 – викидний вентилятор

Рисунок 1 – Технологічна схема трьохтрубного теплоутилізатора з основними параметрами

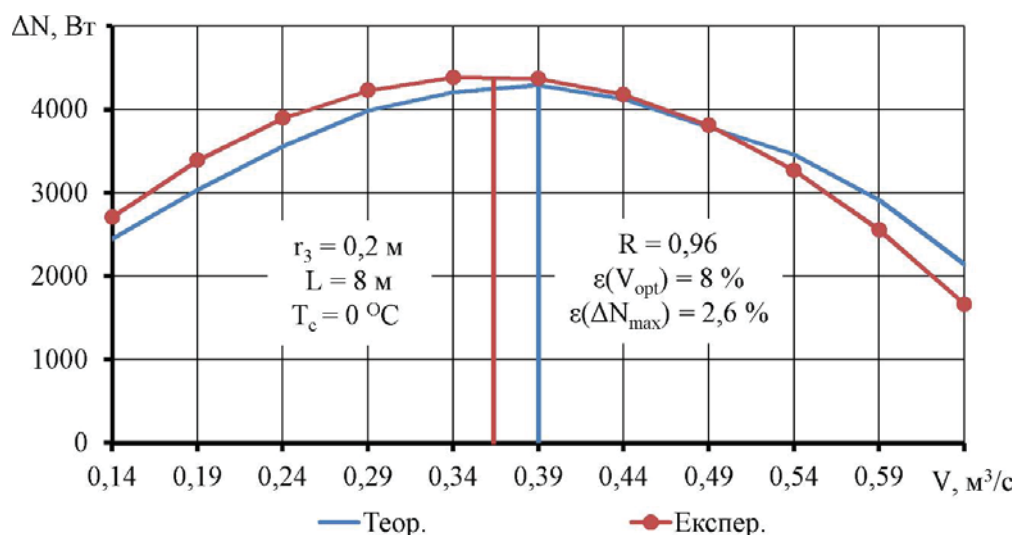


Рисунок 2 – Вплив об'ємних витрат повітря V на корисну теплову потужність розробленого теплоутилізатора ΔN при теоретичних і експериментальних дослідженнях

Температура повітря в зовнішньому середовищі є ключовим параметром при варіюванні значень. Як теоретичні, так і експериментальні дані (рис. 3) показали, що із підвищенням температури повітря в зовнішньому середовищі, корисна теплова потужність зменшається. Тобто розроблений теплоутилізатор доцільно використовувати тільки при низьких температурах (нижче 8 °C). Статистичний аналіз показав, що коефіцієнт кореляції між теоретичними і експериментальними даними, при варіюванні значеннями температури повітря в зовнішньому середовищі, складає 0,98, відносна похибка оптимальних значень 11,3 %.

Такий параметр, як довжина повітропроводу в заданому діапазоні варіювання не суттєво впливає на корисну теплову потужність – це видно з теоретичних і експериментальних даних (рис. 4). Тому статистичний аналіз показав, що коефіцієнт кореляції між теоретичними і експериментальними даними при варіюванні значеннями температури повітря в зовнішньому середовищі складає 0,99, а відносна похибка оптимальних значень 0,3 %.

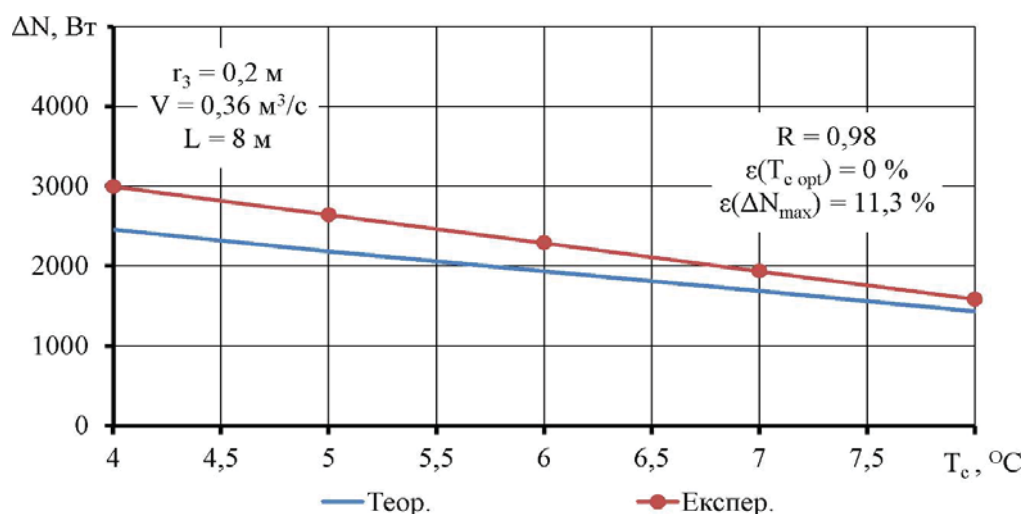


Рисунок 3 – Вплив температури повітря в зовнішньому середовищі T_c на корисну теплову потужність розробленого теплоутилізатора ΔN при теоретичних і експериментальних дослідженнях

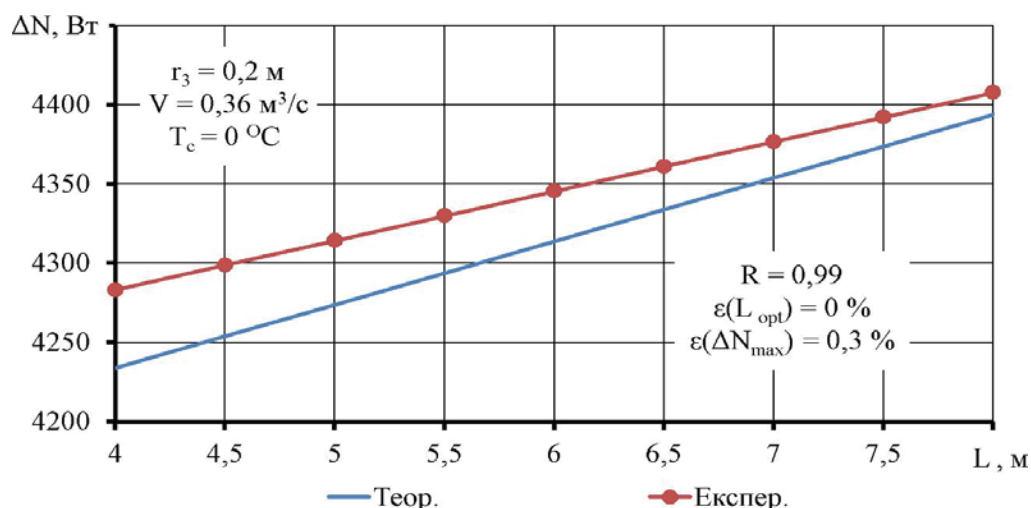


Рисунок 4 – Вплив температури довжини повітропроводу L на корисну теплову потужність розробленого теплоутилізатора ΔN при теоретичних і експериментальних дослідженнях

Наочне і статистичне порівняння теоретичних і експериментальних даних (рис. 2-4) дає змогу стверджувати про адекватність математичної моделі, яка розроблена в результаті теоретичних досліджень функціонування теплоутилізатора для тваринницьких приміщень.

Висновки. Наочне і статистичне порівняння теоретичних і експериментальних даних (коефіцієнт кореляції 0,96-0,99) дає змогу стверджувати про адекватність математичної моделі, яка розроблена в результаті теоретичних досліджень функціонування теплоутилізатора для тваринницьких приміщень і можливість її використання для інженерних розрахунків.

Список літератури

1. Аппараты теплообменные типа «Труба в трубе» [Электронный ресурс] / Сетевой ресурс www.pzem.ru, Пензкий завод энергетического машино-строения. – Режим постоянного доступа: <http://www.pzem.ru/katalog-produktsii/teploobmennoe-oborudovanie/apparatu-teploobmennye/apparatu-teploobmennye-tipa-truba-v-trube/>. – Дата последнего просмотра 20.05.2014.
2. Теплообменные аппараты типа "Труба в трубе" [Электронный ресурс] / Сетевой ресурс spetsmashservis.narod.ru, ООО «СпецМашСервис». – Режим постоянного доступа: http://spetsmashservis.narod.ru/katalog_tbm_tt_dop7.html/. – Дата последнего просмотра 20.05.2014.
3. García-Valladares O. Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers / O. García-Valladares // International Journal of Thermal Sciences. – 2004. – № 43. – P. 979–991.
4. Incropera F.P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer / F.P. Incropera, D.P. DeWitt, T.L. Bergman, A.S. Lavine. – 2007. – 1048 p.
5. Addisu Teka. Thermal design of heat exchanger for a swimming pool: Degree Thesis / Addisu Teka // Arcada:Department of Technology. – 2012. – 43 p.
6. Пришляк В.М. Обґрунтування геометричних параметрів розташування отворів у повітропроводі трьохтрубного концентричного тепло утилізатора [Текст] / В.М. Пришляк, В.М. Яропуд, О.С. Ковязін, Е.Б. Алієв // Всеукраїнський національно-технічний журнал «Промислова гідраліка і пневматика». – Вінниця: Вінницький національний аграрний університет, 2014. – № 4(46). – С. 83-87.
7. Пат. 98515 Україна, МПК (2015.01) F24F 5/00. Тритубний теплоутилізатор / В.М. Яропуд, В.М. Пришляк, О.С. Ковязін, Е.Б. Алієв; заявник і патентовласник Яропуд В.М. – № u201413177; заявл. 08.12.2014; опублік. 27.04.2015, Бюл. №8, 2015 р.

Elchin Aliiev, PhD tech. sci.

Institute for oilseeds NAAS Ukraine, town Solar, Zaporizhye region, Ukraine

Vitaliy Yaropud, assist.

Vinnitsia National Agrarian University, Vinnitsia, Ukraine

Comparative analysis of theoretical and experimental investigations of the functioning of heat exchanger for livestock buildings

The paper conducted a visual and statistical comparison of theoretical and experimental data, which made it possible to argue about the adequacy of the mathematical model, developed as a result of theoretical research unit heat exchanger for livestock buildings and the possibility of its use for engineering calculations.

Одержано 07.10.15

УДК 631.22.014:636.084.74

В.І. Банга, канд. техн. наук, Ю.В. Банга, магістр

Львівський національний аграрний університет, м.Львів, Україна, banga.v@yandex.ua

Аналіз існуючих теорій процесу роздавання і дозування сипучих кормів

В статті проведено огляд існуючих теорій процесу роздавання і дозування сипучих кормів залежно від конструктивно-технологічних і режимних параметрів роздавачів-дозаторів. Здійснивши огляд теорій процесу роздавання сипучих кормів, встановлено, що вони орієнтовані в основному на групову годівлю корів. Провівши аналіз теорій процесу дозування сипучих кормів, встановлено частковий вплив фізико-механічних характеристик сипучих кормів на продуктивність дозаторів та відсутність теорій дозування конусними та конусно-лопатевими робочими органами, що не дозволяє розробити оптимальну конструкцію дозаторів кормів, які здатні забезпечити дотримання відповідних зоотехнічних вимог.

сипучий матеріал, продуктивність, рівномірність, точність дозування

В.И. Банга, канд. техн. наук, Ю.В. Банга, магистр

Львовский национальный аграрный университет, г.Львов, Украина

Анализ существующих теорий процесса раздачи и дозирования сыпучих кормов

В статье проведен обзор существующих теорий процесса раздачи и дозирования сыпучих кормов в зависимости от конструктивно-технологических и режимных параметров раздатчиков-дозаторов. Осуществив обзор теорий процесса раздачи сыпучих кормов, установлено, что они ориентированы в основном на групповое кормление животных. Проведя анализ теорий процесса дозирования сыпучих кормов, установлено частичное влияние физико-механических характеристик сыпучих кормов на производительность дозаторов и отсутствие теорий дозирования конусными и конусно-лопастными рабочими органами, что не позволяет разработать оптимальную конструкцию дозаторов кормов, которые способны обеспечить соблюдение соответствующих зоотехнических требований.

сыпучий материал, производительность, равномерность, точность дозирования

Постановка проблеми. Технологічний процес роздавання і дозування сипучих кормів є складним, основними показниками якого є продуктивність, рівномірність, точність дозування та відповідність їх зоотехнічним вимогам. У технологічному обладнанні, яке застосовується для роздавання і дозування сипучих кормів, використовуються енерго- і металоємні дозувальні пристрої, в яких відхилення рівномірності й точності дозування перевищують встановлені зоотехнічні вимоги на технологічний процес. Сучасні роздавачі-дозатори повинні бути адаптовані до використання їх в автоматизованій системі управління технологічним процесом (АСУ ТП) виробництва молока. Тому розробка теорії роздавання і дозування сипучих кормів є актуальним.

Vinnitsia National Agrarian University, Vinnitsia, Ukraine

Comparative analysis of theoretical and experimental investigations of the functioning of heat exchanger for livestock buildings

The paper conducted a visual and statistical comparison of theoretical and experimental data, which made it possible to argue about the adequacy of the mathematical model, developed as a result of theoretical research unit heat exchanger for livestock buildings and the possibility of its use for engineering calculations.

Одержано 07.10.15

УДК 631.22.014:636.084.74

В.І. Банга, канд. техн. наук, Ю.В. Банга, магістр

Львівський національний аграрний університет, м.Львів, Україна, banga.v@yandex.ua

Аналіз існуючих теорій процесу роздавання і дозування сипучих кормів

В статті проведено огляд існуючих теорій процесу роздавання і дозування сипучих кормів залежно від конструктивно-технологічних і режимних параметрів роздавачів-дозаторів. Здійснивши огляд теорій процесу роздавання сипучих кормів, встановлено, що вони орієнтовані в основному на групову годівлю корів. Провівши аналіз теорій процесу дозування сипучих кормів, встановлено частковий вплив фізико-механічних характеристик сипучих кормів на продуктивність дозаторів та відсутність теорій дозування конусними та конусно-лопатевими робочими органами, що не дозволяє розробити оптимальну конструкцію дозаторів кормів, які здатні забезпечити дотримання відповідних зоотехнічних вимог.

сипучий матеріал, продуктивність, рівномірність, точність дозування

В.И. Банга, канд. техн. наук, Ю.В. Банга, магистр

Львовский национальный аграрный университет, г.Львов, Украина

Анализ существующих теорий процесса раздачи и дозирования сыпучих кормов

В статье проведен обзор существующих теорий процесса раздачи и дозирования сыпучих кормов в зависимости от конструктивно-технологических и режимных параметров раздатчиков-дозаторов. Осуществив обзор теорий процесса раздачи сыпучих кормов, установлено, что они ориентированы в основном на групповое кормление животных. Проведя анализ теорий процесса дозирования сыпучих кормов, установлено частичное влияние физико-механических характеристик сыпучих кормов на производительность дозаторов и отсутствие теорий дозирования конусными и конусно-лопастными рабочими органами, что не позволяет разработать оптимальную конструкцию дозаторов кормов, которые способны обеспечить соблюдение соответствующих зоотехнических требований.

сыпучий материал, производительность, равномерность, точность дозирования

Постановка проблеми. Технологічний процес роздавання і дозування сипучих кормів є складним, основними показниками якого є продуктивність, рівномірність, точність дозування та відповідність їх зоотехнічним вимогам. У технологічному обладнанні, яке застосовується для роздавання і дозування сипучих кормів, використовуються енерго- і металоємні дозувальні пристрої, в яких відхилення рівномірності й точності дозування перевищують встановлені зоотехнічні вимоги на технологічний процес. Сучасні роздавачі-дозатори повинні бути адаптовані до використання їх в автоматизованій системі управління технологічним процесом (АСУ ТП) виробництва молока. Тому розробка теорії роздавання і дозування сипучих кормів є актуальним.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проведений нами аналіз літературних джерел [1-3] дозволяє зробити висновок, що відомі теорії процесу роздавання і дозування сипучих кормів орієнтовані в основному на групову годівлю корів. В даних теоріях частково врахований вплив фізико-механічних характеристик кормів на продуктивність дозаторів.

Постановка завдання. Метою дослідження є розробка теорії індивідуального процесу роздавання і дозування сипучих кормів індивідуальним роздавачем-дозатором.

Виклад основного матеріалу. Процес роздавання кормів складається із декількох послідовних операцій: заповнення бункера відповідною кількістю корму, необхідною для одноразової годівлі тварин, подача його до робочих органів, відокремлення і дозування [1]. Клоковим М. І. наведена формула для визначення кількості корму, що видається в годівницю за один прохід роздавача. Ця кількість залежить від швидкості стрічки і напрямку руху транспортера при заданій продуктивності живильника і визначається за формулою [2]

$$q_k = \frac{P}{\mathcal{G}_T} \pm \frac{P}{\mathcal{G}_л \pm \mathcal{G}_T}, \quad (1)$$

де q_k – кількості корму, що видається в годівницю за один прохід роздавача, кг/м;

$\mathcal{G}_л$ – швидкість руху стрічки транспортера, м/с;

\mathcal{G}_T – швидкість переміщення транспортера, м/с;

P – кількість корму, який подається на стрічку транспортера, кг/с. Знаки “–” між першим і другим членами рівняння (1) і “+” між швидкостями стрічки і транспортера в знаменнику відповідають роздаванню при однаковому напрямку руху, а обернені – коли напрям стрічки і транспортера протилежні.

Кузьмічем Я.А. [3] наведена математична модель процесу роздавання концентрованих кормів мобільними роздавачами з гвинтовим дозатором.

Основними параметрами роздавача концентрованих кормів є місткість його бункера та продуктивність, яка в свою чергу залежить від швидкості переміщення роздавача вздовж годівниць і продуктивності дозатора.

При визначенні місткості бункера роздавача слід враховувати кількість корму, яку потрібно видати за один цикл годівлі групі корів одним роздавачем без додаткового завантаження бункера. Враховуючи те, що маса разової даванки корму i - й корові є величиною змінною, для визначення місткості бункера її доцільно брати максимально допустимою зоотехнічними вимогами. Тоді місткість бункера роздавача визначається за формулою

$$V_{\delta} = \frac{m'_p \cdot N_{кор}}{\rho \cdot \varphi}, \quad (2)$$

де V_{δ} – місткість бункера роздавача, м³;

m'_p – максимально допустима зоотехнічними вимогами маса разової даванки одній корові, кг;

$N_{кор}$ – кількість корів, яку доцільно обслуговувати одним роздавачем, гол;

ρ – густина сипучого корму кг/м³;

φ – коефіцієнт заповнення бункера.

Продуктивність роздавача визначається за формулою

$$Q_p = \frac{m'_p \cdot N_{\text{кор}}}{t_p}, \quad (3)$$

де Q_p – продуктивність роздавача, кг/год.;

t_p – тривалість циклу роздавання кормів, год.

Тривалість циклу роздавання корму повинна бути меншою або ж дорівнювати встановленій зоотехнічними вимогами, тобто:

$$t_p \leq t_d. \quad (4)$$

Тривалість циклу роздавання t_p (с) сипучих кормів визначається за виразом:

$$t_p \leq \left(\frac{L_\phi}{g_{\text{роз}}} + \frac{m'_p}{Q_d} \right) \cdot N_{\text{кор}} + \frac{L_\phi}{g_{\text{роз}}} \cdot N_{\text{кор}} + \frac{L_i}{g_{\text{роз}}}, \quad (5)$$

де L_ϕ – фронт годівлі корів (ширина стійла), м;

$g_{\text{роз}}$ – швидкість переміщення роздавача вздовж годівниць, м/с;

Q_d – продуктивність дозатора, кг/с;

L_i – відстань переміщення роздавача, де відсутні годівниці, м.

Максимально допустима зоотехнічними вимогами маса разової даванки (m_p) не повинна перевищувати 2,0 кг. Згідно з зоотехнічними вимогами тривалість одного циклу роздавання (t_p) для групи зі 100 корів не повинна перевищувати 20 хв. тобто в розрахунку на 1 корову $t_p = 12$ с. [3]. Згідно [3] фронт годівлі корів (L_ϕ) становить 1,2 м, а швидкість переміщення ($g_{\text{роз}}$) існуючих мобільних роздавачів лежить у межах 0,1–0,5 м/с.

Ревенком І.І. [4] показаний технологічний процес роздавання кормів мобільними кормороздавачами, основними показниками якого є кількість корму, яку необхідно доставити за один рейс, продуктивність і погонна норма видачі кормороздавача. Кількість корму, яку необхідно доставити за один рейс, визначається за формулою

$$G_p = \frac{V_\phi \cdot \varphi}{\rho}, \quad (6)$$

де G_p – кількість корму, яку необхідно доставити за один рейс, кг.

Необхідна продуктивність кормороздавача визначається за формулою:

$$Q_p = q_n \cdot g_p, \quad (7)$$

де Q_p – продуктивність кормороздавача, кг/с;

q_n – погонна норма видачі корму кормороздавачем, кг/м;

g_p – швидкість руху агрегату під час роздавання кормів у годівниці, м/с;

Погонну норму видачі корму кормороздавачем визначали за формулою

$$q_n = \frac{q_p \cdot K}{L}, \quad (8)$$

де q_p – разова норма видачі на одну голову, кг;
 K – змінність годівлі з одного головомісця (при прив'язному способі утримання приймається $K = 1$);

L – довжина фронту годівлі однієї тварини, м.

В загальному вигляді кількість мобільних кормозмішувачів-роздавачів визначають за формулою [5]

$$N_{зм} = \frac{(m_k + m_d) \cdot T_u}{T_{зв} \cdot V_B \cdot \rho \cdot K_3 \cdot n}, \quad (9)$$

де m_k, m_d – відповідно, маса кормосуміші та збагачувальної добавки, що видають тваринам, кг;

T_u – час повного циклу роботи машини, год.;

$T_{зв}$ – час, що обумовлений зоотехнічними вимогами, год.;

V_B – об'єм бункера кормозмішувача-роздавача, м³;

ρ – щільність кормосуміші, кг/м³;

K_3 – коефіцієнт заповнення бункера;

n – кратність годування.

Процес дозування сипучих кормів поділяють на три фази: живлення, або заповнення дозатора матеріалом, формування його в рівномірний потік і випуск. Вирішальний вплив на рівномірність видачі корму із дозатора має друга фаза [6]. Проведемо огляд теорій дозування сипучих кормів. Формули для визначення продуктивності дозаторів сипучих кормів та їх технічна характеристика наведені в табл.1.

Таблиця 1 – Формули для визначення продуктивності дозаторів сипучих кормів та їх технічна характеристика

Автор	Формула	Продуктивність, т/год.	Різниця результатів експериментальних і теоретичних досліджень, %
Левченко В.И. [7]	$Q_m = V \cdot \rho \cdot \omega$	0,6-7,8	8
Степук Л.Я. [6]	$Q_c = \vartheta \cdot \rho \cdot S,$	0,18-3,6	10
Степук Л.Я. [6]	$Q_c = H \cdot B \cdot \vartheta_c \cdot \rho,$	2,0- 6,0	12
Степук Л.Я. [6]	$Q_{\delta} = k \cdot F \cdot m \cdot l_{\delta} \cdot \omega$	до 5,0	6
Нарушин В.Г. [8]	$Q_{\delta} = q_n \cdot \vartheta_n$	до 4,0	7
Лобанов В.И. [9]	$Q_{\delta} = \pi \cdot D_k \cdot b \cdot a \cdot \omega \cdot Sh \cdot \rho,$	1,0-3,0	5
Любін М.В. [10]	$Q = 0,785(D + 2\Delta)^2 \cdot S\psi \cdot n \cdot \rho$	0,18-144	8

Примітка. У формулах були прийняті наступні позначення: Q_m – продуктивність тарілчастого дозатора, кг/с; V – об'єм корму, який знімається скидачем з тарілки за один оберт, м³; ρ – густина корму, кг/м³; ω – кутова швидкість обертання тарілки, рад/с; Q_c –

продуктивність гравітаційного дозатора, кг/с; \mathcal{G} – середня швидкість витікання матеріалу із отвору дозатора, м/с; S – площа отвору витікання, м²; Q_c – продуктивність стрічкового дозатора, кг/с; H – висота шару матеріалу, м; B – ширина шару, м; \mathcal{G}_c – швидкість руху стрічки, м/с; Q_b – продуктивність барабанного дозатора, м³/с; k – коефіцієнт заповнення секторів барабана; F – площа поперечного перерізу сектора, м²; m – число секторів у барабані, шт.; l_b – довжина барабана, м; ω – кутова швидкість барабана, рад/с; Q_b – продуктивність барабанного дозатора, кг/с; q_l – лінійна норма видачі корму, кг/м; \mathcal{G}_l – лінійна швидкість барабана, м/с; q_p – кількість корму, яка видається одній тварині, кг; L – довжина фронту годівлі на одну тварину, м; Q_v – продуктивність вібраційного дозатора, кг/с; D_k – діаметр збуджувального конуса в нижній його частині, м; b – зазор між збуджувальним конусом і вібраційним днищем, м; a – амплітуда коливань вібраційного днища, м; Sh – число Струхалія, яке характеризує клас подібних коливань; ω – частота вимушених коливань вібраційного днища, рад/с; Q – продуктивність шнекового дозатора, кг/с; D – діаметр шнека, м; Δ – радіальний зазор, м; S – крок гвинтової лінії, м; ψ – коефіцієнт заповнення жолоба; n – частота обертання шнека, с⁻¹; ρ – густина продукту, кг/м³.

Висновки. Здійснивши огляд і аналіз теорій технологічного процесу роздавання сипучих кормів, можна сказати, що вони орієнтовані в основному на групову годівлю тварин.

Проведений нами огляд теорій і аналіз процесу дозування сипучих кормів, дозволяє зробити висновок, що в даних теоріях частково врахований вплив фізико-механічних характеристик кормів на продуктивність дозаторів, що не дозволяє розробити оптимальну конструкцію дозаторів кормів, які здатні забезпечити дотримання відповідних зоотехнічних вимог. У теоріях дозування відсутні теоретичні положення процесу дозування конусними та конусно-лопатевими робочими органами.

Список літератури

1. Лившиц Ю.Л. Влияние некоторых параметров на стабильность процесса раздачи корма [Текст] / Ю.Л. Лившиц //Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1972.- №4. –С.18-19.
2. Клоков Н.И. Раздача кормов перемещающимися транспортерами [Текст] / Клоков Н.И // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1976. – №12. – С.22–24.
3. Кузьміч Я. А. Дослідження процесу індивідуальної видачі концентрованих кормів коровам в умовах прив'язного утримання мобільними роздавачами з гвинтовим дозатором [Текст] / Кузьміч Я. А., Верніков Д. І., Ахмедов Е. І. //Механізація та електрифікація сільського господарства. – К.: Урожай, 1993.– С. 56–60.
4. Ревенко І. І. Конструктивно-функціональна схема та аналіз параметрів роботи дозатора для індивідуальної видачі кормів коровам [Текст] / І. І. Ревенко, В.Радчук. //Вісн. Львів. держ. аграр. ун-ту: Агроінженерні дослідження.– 2001. – №5.–С. 58–62.
5. Брагінець А.М. Сучасні енергозощаджуючі технології приготування та роздавання кормів [Текст] /А.М. Брагінець, С.М. Брагінець // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету: Наукове фахове видання. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип.10, Т.5. – С. 18-27.
6. Степук Л. Я. Механизация дозирования в кормоприготовлении [Текст] / Л. Я. Степук – Минск.:Ураджай, 1986. – 152 с.
7. Левченко В.И. Тарельчатый дозатор с активным сбрасывателем [Текст] / В.И. Левченко // Техника в сельском хозяйстве. – 1980.– №8.– С.21–22.
8. Нарушин В.Г. Расчет производительности барабанного дозатора [Текст] / В.Г. Нарушин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. –1991. №3. – С.19–20.
9. Лобанов В.И. Методика инженерного расчета вибродозатора с криволинейной образующей виброднища [Текст] /В.И. Лобанов // Механизация технологических процессов в животноводстве: Сб. науч. тр. Алтайск. с.-х и-та. – Барнаул, 1989. – С.31–34.

10. Любін М.В. Обґрунтування параметрів робочого органу для автоматизованого процесу дозування концентрованих кормів [Текст] /М. В. Любін, . О. А.Токарчук, С. Д. Літинський // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету: Серія : Технічні науки. – Вінниця 2014. – №2 (85). – С.170-174.

Vasily Banga, PhD tech. sci., Yuri Banga, Msc.

Lviv national agrarian University, Lviv, Ukraine

Analysis of existing theories of the process of distributing and dosing bulk feed

Abstract: the aim of the study is to develop a theory of individual process of distributing and dosing bulk feed individual components distributor-dispenser.

The article presents the theory of the process of distributing and dosing bulk mobile feed dispensers-dispensers, depending on their constructive-technological parameters and operating conditions. The main parameters, the maximum permissible mass of a single DaVinci, the cycle of distribution, feeding and moving speed of existing mobile feeders.

By review theories of the process of distributing loose feed, it was found that they focused mainly on group feeding of cows. After analyzing the theories of the process of dispensing bulk feed is set to partial the effect of physical-mechanical properties of granular feed on the productivity of dosing and the absence of theories of the dosing cone and cone-blade working bodies, does not allow to develop optimum design of the feed dispensers which are able to meet the appropriate zootechnical requirements.

granular material, performance, uniformity, accuracy of dosing

Одержано 27.10.15

УДК 631.361

Н.В. Брагинец, проф., д-р техн. наук, А.А. Вертий, инж.

Луганский национальный аграрный университет, м.Луганск, Украина, nsrose@mail.ru

Экспериментальные исследования процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов измельчителем с комбинированными ножами

Предложена методика экспериментальных исследований процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов измельчителем, рабочий орган которого оснащён свободно подвешенными комбинированными ножами, включающими вертикальные клиновидные и поперечные серповидные лезвия, позволяющие создавать необходимые упругие и пластические деформации измельчаемого материала.

грубые, стебельные корма, измельчение, комбинированные ножи, лезвия

М.В. Брагинець, проф., д-р техн. наук, О.А. Вертій, инж.

Луганский национальный аграрный университет, г.Луганск, Украина

Експериментальні дослідження процесу подрібнення грубих і стебеліних кормів подрібнювачем з комбінованими ножами

Запропоновано методику експериментальних досліджень процесу подрібнення грубих і стебеліних кормів подрібнювачем, робочий орган якого оснащений вільно підвішеними комбінованими ножами, що включають вертикальні клиновидні і поперечні серповидні леза, які дозволяють створювати необхідні пружні і пластичні деформації подрібнювального матеріалу.

грубі, стеблові корми, подрібнення, комбіновані ножі, леза

10. Любін М.В. Обґрунтування параметрів робочого органу для автоматизованого процесу дозування концентрованих кормів [Текст] /М. В. Любін, . О. А.Токарчук, С. Д. Літинський // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету: Серія : Технічні науки. – Вінниця 2014. – №2 (85). – С.170-174.

Vasily Banga, PhD tech. sci., Yuri Banga, Msc.

Lviv national agrarian University, Lviv, Ukraine

Analysis of existing theories of the process of distributing and dosing bulk feed

Abstract: the aim of the study is to develop a theory of individual process of distributing and dosing bulk feed individual components distributor-dispenser.

The article presents the theory of the process of distributing and dosing bulk mobile feed dispensers-dispensers, depending on their constructive-technological parameters and operating conditions. The main parameters, the maximum permissible mass of a single DaVinci, the cycle of distribution, feeding and moving speed of existing mobile feeders.

By review theories of the process of distributing loose feed, it was found that they focused mainly on group feeding of cows. After analyzing the theories of the process of dispensing bulk feed is set to partial the effect of physical-mechanical properties of granular feed on the productivity of dosing and the absence of theories of the dosing cone and cone-blade working bodies, does not allow to develop optimum design of the feed dispensers which are able to meet the appropriate zootechnical requirements.

granular material, performance, uniformity, accuracy of dosing

Одержано 27.10.15

УДК 631.361

Н.В. Брагинец, проф., д-р техн. наук, А.А. Вертий, инж.

Луганский национальный аграрный университет, м.Луганск, Украина, nsrose@mail.ru

Экспериментальные исследования процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов измельчителем с комбинированными ножами

Предложена методика экспериментальных исследований процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов измельчителем, рабочий орган которого оснащён свободно подвешенными комбинированными ножами, включающими вертикальные клиновидные и поперечные серповидные лезвия, позволяющие создавать необходимые упругие и пластические деформации измельчаемого материала.

грубые, стебельные корма, измельчение, комбинированные ножи, лезвия

М.В. Брагинець, проф., д-р техн. наук, О.А. Вертій, инж.

Луганский национальный аграрный университет, г.Луганск, Украина

Експериментальні дослідження процесу подрібнення грубих і стеблинних кормів подрібнювачем з комбінованими ножами

Запропоновано методику експериментальних досліджень процесу подрібнення грубих і стеблинних кормів подрібнювачем, робочий орган якого оснащений вільно підвішеними комбінованими ножами, що включають вертикальні клиновидні і поперечні серповидні леза, які дозволяють створювати необхідні пружні і пластичні деформації подрібнювального матеріалу.

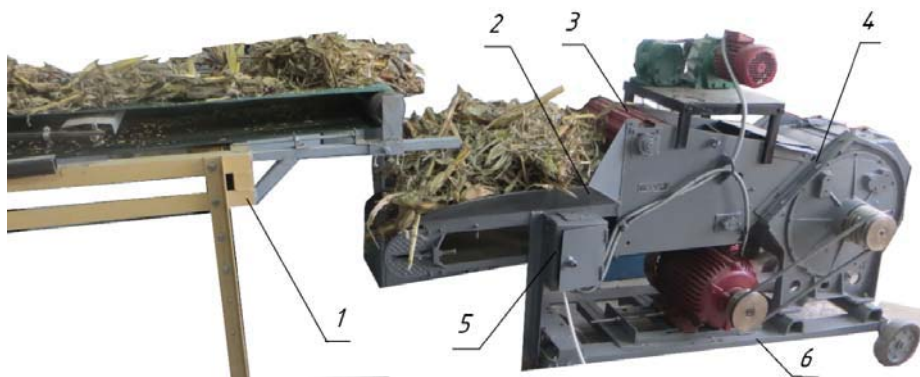
грубі, стеблові корми, подрібнення, комбіновані ножі, леза

Проблема. При взаємодії ножей со стеблем процес резання можна розділити на етап змінення форми поперечного сечення стебля от круглої к еліптичної (сжатие стебля) и етап змінення площі среза во времени. Динаміка протекання етапов во времени зависит от конструктивних особеностей лезвий, режимов резання и конструктивно-структурних характеристик тела стебля. Взаимосвязь данных факторов изучена недостаточно и требует теоретико-экспериментальных исследований.

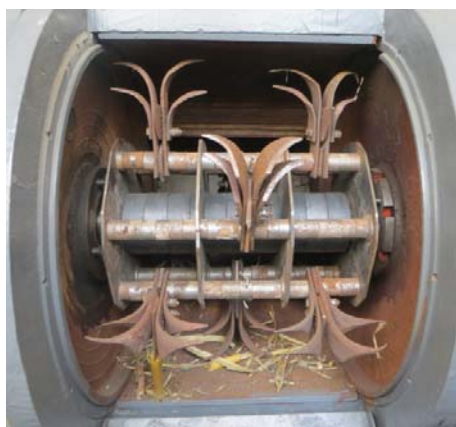
Анализ исследований и публикаций. Результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса измельчения грубых и стебельчатых кормов приведены в работах ученых В.П. Горячкина, П.М. Василенко, С.В. Мельникова, Е.И. Резника, Г.М. Кукты, И.И. Ревенко, Л.Ф. Бабицкого и др. [2-3].

Цель исследований. Установление экспериментальной зависимости производительности нового измельчителя от количества комбинированных ножей на рабочем органе.

Результаты исследований. С целью проведения экспериментальных исследований была разработана экспериментальная установка (рис. 1), в которой используется новый рабочий орган, оснащённый свободно подвешенными комбинированными ножами (рис. 2), включающими вертикальные клиновидные и поперечные серповидные лезвия, позволяющие создавать необходимые упругие и пластические деформации измельчаемого материала.



1 – подающий транспортер; 2 – питающий транспортер измельчителя; 3 – наклонный транспортер измельчителя; 4 – камера измельчения; 5 – пульт управления; 6 – общая рама с системой привода узлов
Рисунок 1 – Экспериментальная установка



а – барабан в сборе; б – свободно подвешенный комбинированный нож барабана; 1 – поперечные серповидные лезвия; 2 – вертикальное клиновидное лезвие
Рисунок 2 – Рабочий орган нового измельчителя

Измельчитель работает следующим образом. Неизмельченные стебли укладываются оператором на горизонтальный транспортер, в результате они, перемещаясь, сжимаются посредством прижимного транспортера и в спрессованном виде подаются в измельчающий аппарат, где осуществляется опорное резание. Вертикальные клиновидные лезвия расщепляют стебли в продольном направлении, при этом разрушается не только поверхностный слой стеблей, но и их армирующие прожилки. Далее поперечные серповидные лезвия осуществляют резание слоя со скольжением. При этом сопротивление резания слоя снижается. Измельченные частички стеблей воздушным потоком выводятся через выгрузную горловину, в которой установлено решето. Решето позволяет недопустимо длинные частички стеблей отправить на доизмельчение.

Мощность, необходимая на измельчение грубых и стебельчатых кормов в предложенной экспериментальной установке, измеряется комплектом К-505 (рис. 3, а), частота вращения барабана цифровым тахометром UT372 (рис. 3, б), а время опыта электронным секундомером CASIO (рис. 3, в).



а – комплект измерительной аппаратуры К-505;
б – ручной тахометр, в – электронный секундомер

Рисунок 3 – Контрольно-измерительное оборудование экспериментальной установки

Частота вращения рабочего органа регулируется путем перестановки сменных шкивов привода. Привод барабана осуществляется посредством асинхронного электродвигателя, обеспечивающего постоянную частоту вращения 1030 об/мин.

Установка укомплектована пятью шкивами с диаметром: 130; 136; 141, 147, 153 мм. Данные шкивы позволяют установить следующие частоты вращения барабана: 870, 910, 950, 990, 1030 об/мин. Шаг изменения частот вращения 40 об/мин.

Барабан измельчителя укомплектован шестью осями подвеса, на которые свободно подвешены комбинированные ножи. Количество комбинированных ножей может изменяться: 3, 4, 6, 9 и 12 штук.

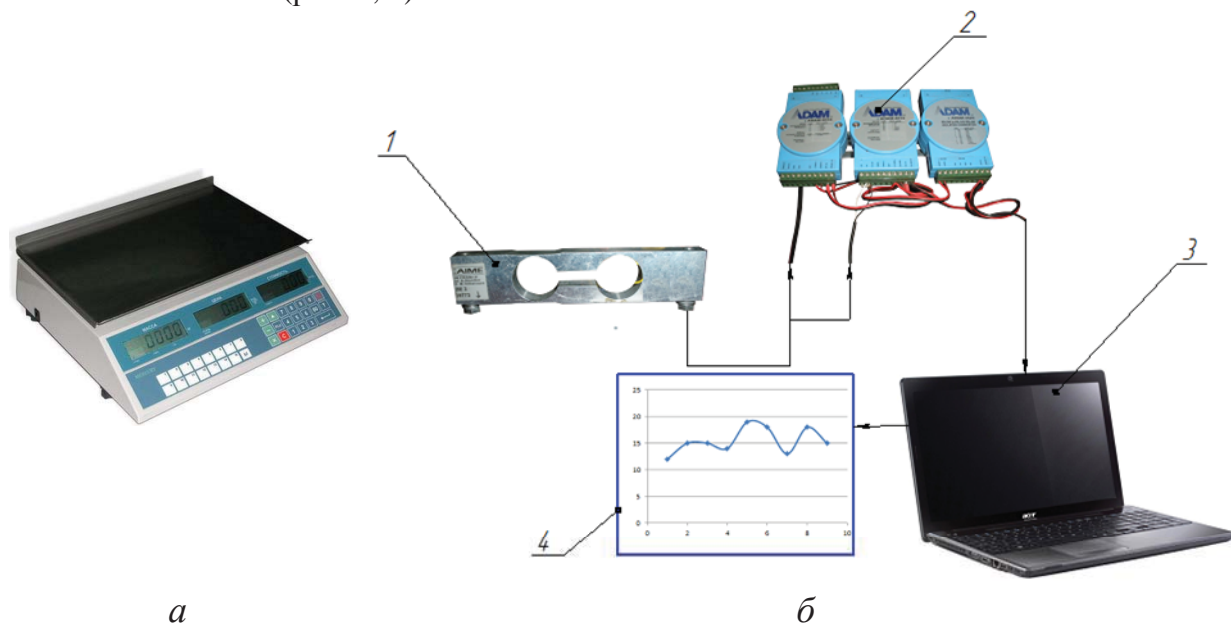
Расстояние между верхними и нижними серповидными лезвиями комбинированных ножей изменяется в пределах от 10 до 30 мм. Изменение осуществляется посредством перестановки стягивающих болтов комбинированных ножей (см. рис. 2, б). Подача кормов на измельчение изменяется путем изменения скорости перемещения питающего транспортера измельчителя. Выгрузное отверстие измельчителя укомплектовано сменными решетками с квадратными отверстиями размером: 20x20; 30x30; 40x40; 50x50 мм.

Эксперимент по исследованию производительности измельчителя проводился следующим образом. Посредством двигателя постоянного тока и лабораторного трансформатора устанавливалась постоянная скорость ленты подающего транспортера 0,2 м/с. На ленту равномерным слоем укладывались следующие массы кормовых материалов: 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2 кг на метр погонный, что соответствует следующей

подаче материала на измельчение: 0,08; 0,12; 0,16; 0,20; 0,24 кг/с (288; 432; 576; 720; 864 кг/ч).

Масса материала контролировалась при помощи электронных весов (рис. 4, а).

Перед началом каждого опыта проводилась синхронизация работы подающего и питающего транспортера. Продолжительность каждого опыта 1 минута. Продолжительность опытов контролировалась электронным секундомером (см. рис. 3, в). Секундная подача материала на измельчение контролировалась системой контроля массы ADAM-4016 (рис. 4, б).



а - весы электронные, используемые при равномерной укладке измельчаемого материала на питающий транспортер; б - схема подключения датчика контроля массы и преобразователей сигнала:
1 - датчик контроля массы; 2 - преобразователи сигнала; 3 – ПЭВМ;
4 – графическое отображение полученного сигнала с датчика

Рисунок 4 – Экспериментальное оборудование

После загрузки подающего транспортера и синхронизации его работы с продольным транспортером измельчителя проводились следующие действия:

1. Устанавливалось определенное количество комбинированных ножей из ряда вариантов: 3, 4, 6, 9, 12 штук.

2. Устанавливался определенный зазор между верхними и нижними серповидными лезвиями комбинированных ножей из ряда вариантов: 10, 15, 20, 25, 30 мм.

3. Устанавливалось решето в выгрузное окно с квадратными отверстиями размером: 20x20; 30x30; 40x40; 50x50 мм.

4. Посредством клиноременной передачи устанавливалась одна из требуемых частот вращения рабочего органа (870, 910, 950, 990, 1030 об/мин.).

5. Включался привод рабочего органа.

6. Включался привод прижимного и продольного транспортёров.

7. Включался привод подающего транспортера, в результате чего грубые или стебельчатые корма подавались на измельчение.

8. В момент первого контакта ножа с измельчаемым материалом включался секундомер.

9. По истечению заданного времени опыта общей кнопкой «STOP» выключался привод всех устройств.

10. Масса измельченного материала взвешивалась, а полученные данные заносились в журнал наблюдений.

11. Семикратная повторность в опыте обеспечивала погрешность не более 5%.

В результате проведенных экспериментов получили следующую зависимость производительности измельчителя от частоты вращения ротора и количества комбинированных ножей (рис. 5).

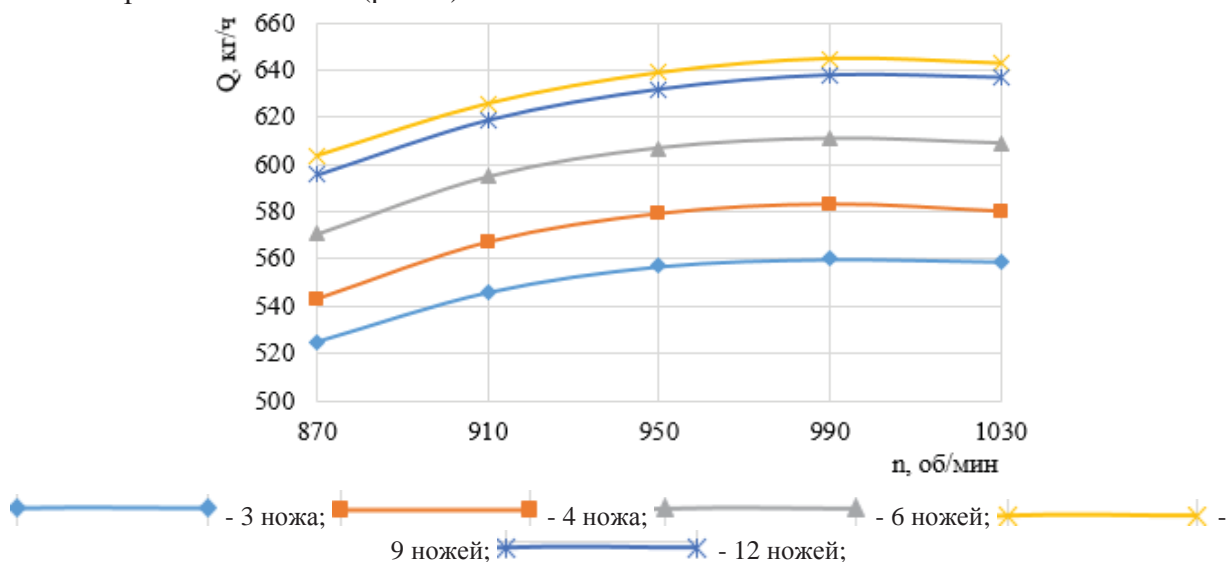


Рисунок 5 – Експериментальна залежність продуктивності измельчителя від частоти обертання ротора і кількості комбінованих ножів

Из приведённой зависимости видно, что рациональное количество комбинированных ножей на рабочем органе 9 штук, а рациональная частота вращения составляет 990 об/мин. При данных параметрах производительность достигает своего максимума 645 кг/ч, затраты мощности электродвигателей составили 4,3 кВт.

Выводы:

1. С целью проведения экспериментальных исследований была разработана экспериментальная установка, в которой используется новый рабочий орган, оснащённый свободно подвешенными комбинированными ножами, включающими вертикальные клиновидные и поперечные серповидные лезвия, позволяющие создавать необходимые упругие и пластические деформации измельчаемого материала.

2. Рациональное количество комбинированных ножей на рабочем органе 9 штук, а рациональная частота вращения составляет 990 об/мин. При данных параметрах производительность достигает своего максимума 645 кг/ч., при затратах мощности электродвигателей – 4,3 кВт.

Список литературы

1. Брагинец Н.В. Изучение конструктивно-технологических параметров рабочего органа для измельчения грубых и стебельчатых кормов [Текст] / Н.В.Брагинец, А.А.Вертий // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка, вип. 132. – 2013. – С. 223 – 227.
2. Кукта Г.М. Испытания сельскохозяйственных машин [Текст] / Г.М.Кукта. – М.: Машиностроение, 1964. – 223 с
3. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процес сов [Текст] / С.В.Мельников, В.Р.Алешкин, П.М.Роцин. – Л.: Колос, 1972. – 200 с.
4. ГОСТ 13496.3-92 - Методика определения влажности материала.

5. The mobile feed preparation shop with a continuous-running fodder mixer / Mohammad Alatoon. *Materialy IX Miedzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Strategiczne pytania swiatowej nauki - 2013» - Volume 27. – Przemysl, 2013. – p. 14-15.*

Nikolai Braginets, Prof., DSc., Oleksandr Vertiy, Eng.

Lugansk National Agrarian University, Lugansk, Ukraine

Experimental researches of crushing and coarse fodder chopper stebelnyh combined with knives

The technique of experimental studies of the process of grinding the chopper roughage working body which is equipped with a freely suspended combi blades, including vertical and transverse wedge-shaped crescent-shaped blade, allowing to create the necessary elastic and plastic deformation of the crushed material.

rough, potential stem, size reduction , combined knives, blade

Одержано 06.11.15

УДК 631.3:528.8:681.518

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

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна, brovaretsnau@ukr.net

Інтегруючі аналого-цифрові перетворювачі технічних систем локального моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища

У статті наведена структурно-функціональна схема технічної системи локального моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища з класифікацією аналого-цифрових та цифро-аналогових перетворювачів та математичним апаратом, що використовується для їх реалізації.

моніторинг, ґрунтове середовище, АЦП

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

Національний університет біоресурсів і природопользования Украины, г. Киев, Украина

Интегрирующие аналого-цифровые преобразователи технических систем локального мониторинга электропроводных свойств грунтовой среды

В статье приведена структурно-функциональная схема технической системы локального мониторинга электропроводных свойств грунтовой среды с классификацией аналого-цифровых и цифро-аналоговых преобразователей и математическим аппаратом, что используется для их реализации.

моніторинг, ґрунтова среда, АЦП

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямків використання опосередкованої інформації про стан ґрунту з надійним алгоритмом перерахунку такої інформації в об'єктивно необхідні дані є показники електричної провідності ґрунту та магнітні властивості. Сучасна альтернатива традиційному агрохімічному обстеженню – контактні та безконтактні методи на основі електромагнітних явищ. Найчастіше це

5. The mobile feed preparation shop with a continuous-running fodder mixer / Mohammad Alatoon. *Materialy IX Miedzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji «Strategiczne pytania swiatowej nauki - 2013» - Volume 27. – Przemysl, 2013. – p. 14-15.*

Nikolai Braginets, Prof., DSc., Oleksandr Vertiy, Eng.

Lugansk National Agrarian University, Lugansk, Ukraine

Experimental researches of crushing and coarse fodder chopper stebelnyh combined with knives

The technique of experimental studies of the process of grinding the chopper roughage working body which is equipped with a freely suspended combi blades, including vertical and transverse wedge-shaped crescent-shaped blade, allowing to create the necessary elastic and plastic deformation of the crushed material.

rough, potential stem, size reduction , combined knives, blade

Одержано 06.11.15

УДК 631.3:528.8:681.518

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

Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна, brovaretsnau@ukr.net

Інтегруючі аналого-цифрові перетворювачі технічних систем локального моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища

У статті наведена структурно-функціональна схема технічної системи локального моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища з класифікацією аналого-цифрових та цифро-аналогових перетворювачів та математичним апаратом, що використовується для їх реалізації.

моніторинг, ґрунтове середовище, АЦП

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

Національний університет біоресурсів і природопользования Украины, г. Киев, Украина

Интегрирующие аналого-цифровые преобразователи технических систем локального мониторинга электропроводных свойств грунтовой среды

В статье приведена структурно-функциональная схема технической системы локального мониторинга электропроводных свойств грунтовой среды с классификацией аналого-цифровых и цифро-аналоговых преобразователей и математическим аппаратом, что используется для их реализации.

мониторинг, грунтовая среда, АЦП

Постановка проблеми. Одним з перспективних напрямків використання опосередкованої інформації про стан ґрунту з надійним алгоритмом перерахунку такої інформації в об'єктивно необхідні дані є показники електричної провідності ґрунту та магнітні властивості. Сучасна альтернатива традиційному агрохімічному обстеженню – контактні та безконтактні методи на основі електромагнітних явищ. Найчастіше це

реєстрація, обробка, аналіз і інтерпретація електропровідних та електромагнітних властивостей ґрунту, що дає можливість визначити гранулометричний (механічний) склад ґрунту, вміст органічної речовини, солей, вологість, виділити ґрунтові контури і оцінити неоднорідність ґрунтових властивостей в цілому [1-10].

Аналіз останніх досліджень і публікації. Для ефективного регулювання стану ґрунтового середовища, збереження високої якості біосфери і здатності природи до відтворення, значущу роль набувають, у першу чергу, ефективні методи екологічного моніторингу – системи спостережень, оцінки і прогнозу стану природного середовища. Таким чином, прогностично-компенсаційна технологія змінних норм внесення технологічного матеріалу включає наступні основні напрями діяльності: [1-10]

- спостереження за чинниками, що впливають на навколишнє природне середовище, і за станом середовища;

- оцінку фактичного стану ґрунтового середовища;

- прогноз майбутнього стану ґрунтового середовища і оцінку цього стану.

Для реалізації перспективної прогностично-компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу можна використати локально-стрічкову або диференційовану технологію внесення технологічного матеріалу (гранульованих мінеральних добрив, насіння) із застосування спеціальних пристроїв для індивідуального приводу робочих елементів машини та пристроїв для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського поля, на основі даних отриманих вимірюванням вмісту поживних речовин у ґрунті (реєстрація електропровідних властивостей ґрунту сенсор-электродами) та вимірювання вмісту поживних речовин у рослині (реєстрація оптичної спектрометрії рослинності – спектрів відбиття рослинності в натуральних умовах при варіюючих рівнях освітленості з різноколірною температурою), що дозволить проводити тестування великих площ сільськогосподарського поля за короткий час під час виконання технологічної операції – внесення мінеральних добрив, сівби тощо.

Суттєве покращення ефективності рослинництва може бути досягнуто при переході від суцільного до локально-дозованого обробітку або диференційованого. При цьому кожна технологічна операція виконується згідно оперативної отриманої інформації, або відповідної картограми, яка розробляється попередньо на основі різнопланової інформації [1-10].

Постановка завдання. Для забезпечення означених вимог сучасна альтернатива традиційному агрохімічному обстеженню – контактні та безконтактні методи на основі електромагнітних явищ. Найчастіше це вимірювання, реєстрація, обробка, аналіз і інтерпретація електропровідних властивостей та електромагнітного випромінювання ґрунту. Методи визначення стану ґрунту за показниками електропровідності та електромагнітної індукції показали себе як достатньо доступні, продуктивні та надійні.

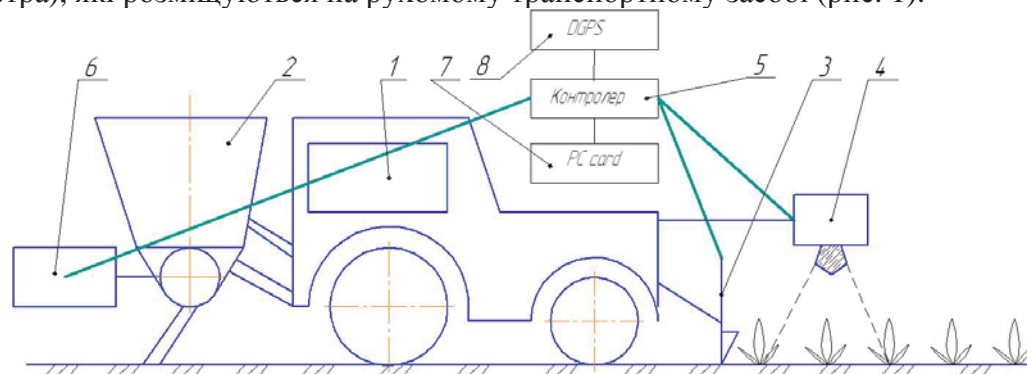
Недоліком існуючих способів моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища є значна похибка при визначенні, яка обумовлена складом робочого обладнання.

Виклад основного матеріалу. Тому ставиться завдання забезпечення локально-стрічкового диференційованого внесення мінеральних добрив за допомогою спеціального пристрою індивідуального приводу робочих елементів машини для внесення мінеральних добрив шляхом використання пристроїв для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського поля, на основі даних отриманих вимірюванням вмісту поживних речовин у ґрунті (реєстрація електропровідних властивостей ґрунту сенсор-электродами), які розміщуються спереду на транспортному засобі під час виконання технологічної операції, що дає можливість забезпечити

оптимальну норму внесення поживних речовин у ґрунт з використанням даних від двох систем моніторингу.

Це можливо за рахунок отримання достовірних даних про стан ґрунтового середовища шляхом зменшення похибки при визначенні величини електропровідних властивостей ґрунту та зменшення інтенсивності руйнування структури ґрунту, а також забезпечення стабільності електричного контакту електрода з ґрунтом, використання інтегруючих аналого-цифрових перетворювачів технічних системи локального моніторингу електропровідних властивостей ґрунтового середовища

Поставлене завдання досягається шляхом використання пристроїв для моніторингу агробіологічно стану ґрунтового середовища (електродної пари та спектрометра), які розміщуються на рухомому транспортному засобі (рис. 1).



1 – транспортний засіб; 2 – машина для внесення мінеральних добрив; 3,4 – пристрої для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського поля; 5 – контролер; 6 – спеціального пристрою індивідуального приводу робочих елементів машини для внесення мінеральних добрив; 7 – PC card з магнітним носієм; 8 – приймача сигналів супутникової навігаційної системи DGPS

Рисунок 1 – Загальний вигляд машини для локально-стрічкового диференційованого внесення мінеральних добрив з пристроєм для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського

Джерело: розроблено автором

Пристрій складається з транспортного засобу 1, машини для внесення мінеральних добрив 2, що розміщується позаду транспортного засобу 1, пристроїв для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського поля шляхом вимірювання вмісту поживних речовин у ґрунті (реєстрація електропровідних властивостей ґрунту сенсор-електродами) 3 та пристрою для вимірювання вмісту поживних речовин у рослині (реєстрація оптичної спектрометрії рослинності - спектрів відбиття рослинності в натуральних умовах при варіюючих рівнях освітленості з різноколірною температурою) 4, який розміщується спереду на транспортному засобі 1, контролера 5, спеціального пристрою індивідуального приводу робочих елементів машини для внесення мінеральних добрив 6, PC card з магнітним носієм 7, приймача сигналів супутникової навігаційної системи DGPS 8.

Пристрій працює наступним чином. При переміщенні транспортного засобу 1 з машиною для внесення мінеральних добрив 2, що розміщується позаду транспортного засобу 1, пристрої для моніторингу варіабельності параметрів сільськогосподарського поля, на основі даних від пристрою для вимірювання вмісту поживних речовин у ґрунті (реєстрація електропровідних властивостей ґрунту сенсор-електродами) 3 та пристрою для вимірювання вмісту поживних речовин у рослині (реєстрація оптичної спектрометрії рослинності - спектрів відбиття рослинності в натуральних умовах при варіюючих рівнях освітленості з різноколірною температурою) 4, які розміщуються спереду транспортного засобу забезпечують проведення моніторингу стану сільськогосподарських угідь. Контролер 5 отримує дані від пристроїв для моніторингу

варіабельності параметрів сільськогосподарського поля та керує спеціальним пристроєм індивідуального приводу робочих елементів машини для внесення мінеральних добрив 6. Дані отримані від пристроїв для моніторингу записуються у вигляді електронної карти на PC card з магнітним носієм 7 з прив'язкою до координат місцезнаходження за допомогою системи DGPS 8. На PC card з магнітним носієм електронної карти 7 можливий запис даних від пристроїв для моніторингу (картограма завдання) та реалізації змінних норм внесення мінеральних добрив (технологічного матеріалу)– електронна карта (картограма реалізація).

Важливою складовою є контролер 5, основою якого є аналого-цифрові підсилювачі перетворювачі. Аналого-цифрові перетворювачі (АЦП) – це пристрої, які приймають вхідні аналогові сигнали та генерують відповідні до них цифрові сигнали, які придатні для обробки мікропроцесорами та іншими цифровими пристроями.

Принципово не виключена можливість безпосереднього перетворення різних фізичних величин в цифрову форму, однак це завдання вдається розв'язати досить рідко через складність таких перетворювачів. Тому зараз найраціональнішим вважається спосіб перетворення різних за фізичною природою величин спочатку в функціонально пов'язані з ними електричні, а потім уже за допомогою перетворювачів напруга - код – в цифрові. Саме ці перетворювачі і мають на увазі, коли говорять про АЦП.

Процедура аналого-цифрового перетворення неперервних сигналів, яку реалізують за допомогою АЦП, це перетворення неперервної функції часу $U(t)$, яка описує вхідний сигнал, у послідовність чисел $\{U(t_j)\}$, $j = 0,1,2,\dots$, що віднесені до деяких фіксованих моментів часу. Цю процедуру можна розділити на дві самостійні операції: дискретизацію і квантування.

Інтегруючі АЦП.

Відомо, що недоліком послідовних АЦП є низька завадостійкість результатів перетворення. Дійсно, вибірка миттєвого значення вхідної напруги переважно включає доданок у вигляді миттєвого значення завади. Згодом при цифровій обробці послідовності вибірок ця складова може бути подавлена, однак на це потрібен час та обчислювальні ресурси. Переважно у АЦП вхідний сигнал інтегрується або неперервно, або у певному часовому діапазоні, тривалість якого зазвичай вибирається кратною періодові завади. Це дозволяє в багатьох випадках приглушити заваду ще на етапі перетворення. Платою за це є понижена швидкодія інтегруючих АЦП.

Спрощена схема АЦП, який працює в два основних такти (АЦП двотактного інтегрування), наведена на рис. 2.

Перетворення проходить протягом двох стадій: стадії інтегрування та стадії підрахунку. На початку першої стадії ключ S_1 замкнутий, а ключ S_2 розімкнутий. Інтегратор І інтегрує вхідну напругу U_{ex} . Час інтегрування вхідної напруги t_1 постійний, як таймер використовується лічильник з коефіцієнтом підрахунку K_n , так, що

$$t_1 = \frac{K_n}{f_{макс}}. \quad (1)$$

До моменту закінчення інтегрування вихідна напруга інтегратора складає

$$U_{вых} t_1 = -\frac{1}{RC} \int_0^{t_1} U_{ex}(t) dt = -\frac{U_{ex.сеп} K_n}{f_{макс} RC}, \quad (2)$$

де $U_{ex.сеп}$ – середнє за час t_1 значення вхідної напруги.

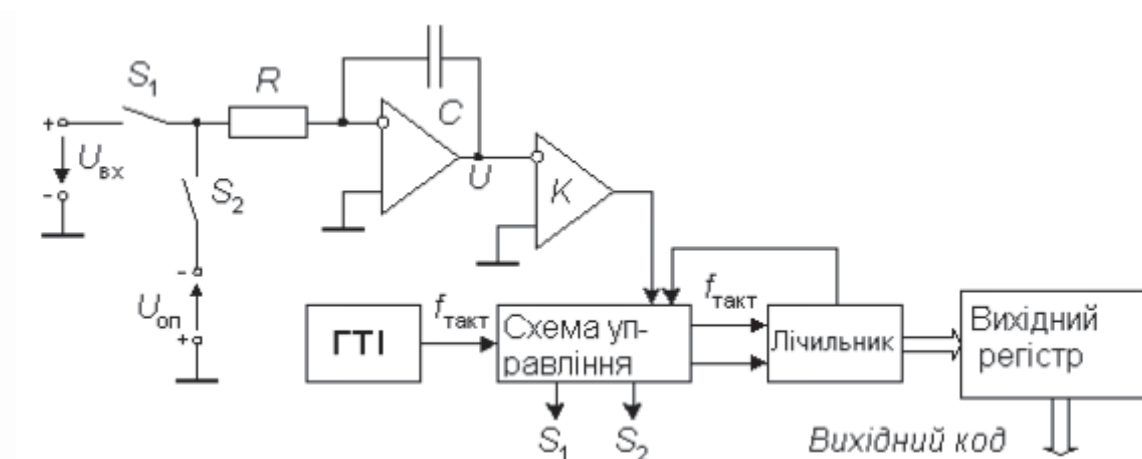


Рисунок 2 – Спрощена схема АЦП двотактного інтегрування

Після закінчення стадії інтегрування ключ S_1 розмикається, а ключ S_2 замикається та опорна напруга U_{on} надходить на вхід інтегратора. При цьому вибирається опорна напруга, протилежна за знаком вхідній напрузі. На стадії підрахунку вихідна напруга інтегратора лінійно зменшується за абсолютною величиною, як показано на рис. 2.

Стадія підрахунку закінчується, коли вихідна напруга інтегратора переходить через нуль. При цьому компаратор K переключиться та підрахунок зупиняється. Діапазон часу, у якому проходить стадія підрахунку, визначається рівнянням

$$U_{вих}(t_1) + \frac{1}{RC} \int_0^{t_1+t_2} U_{on} dt = 0. \quad (3)$$

Далі, виконавши прості математичні дії і врахувавши, що:

$$t_2 = \frac{n_2}{f_{такт}}, \quad (4)$$

де n_2 – вміст лічильника після закінчення стадії підрахунку, отримаємо результат

$$n_2 = \frac{U_{вх.ср} K_l}{U_{on}}. \quad (5)$$

З цієї формули випливає, що відмінною рисою методу багатотактного інтегрування є те, що ні тактова частота, ні постійна інтегрування RC не впливають на результат. Необхідно тільки, щоб тактова частота протягом часу $t_1 + t_2$ залишалася постійною. Це можна забезпечити при використанні простого тактового генератора, оскільки істотні часові чи температурні дрейфи частоти відбуваються за час, який більший, ніж час перетворення.

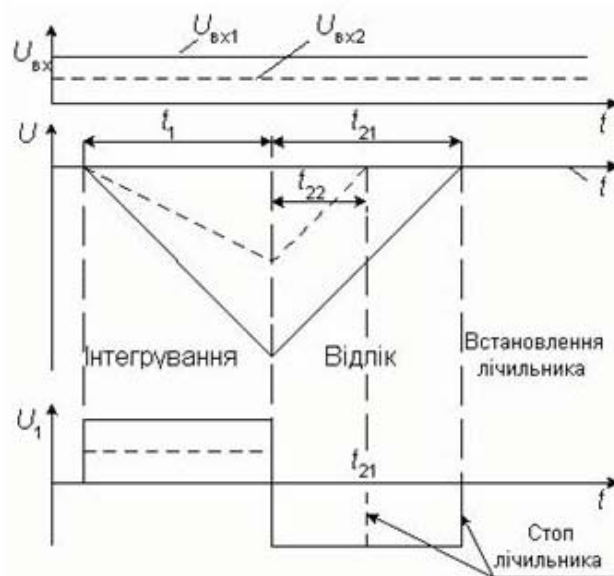


Рисунок 3 – Часові діаграми АЦП двотактного інтегрування

При виведенні попередніх виразів ми бачили, що в остаточний результат входять не миттєві значення перетвореної напруги, а тільки значення, усереднені за часом. Тому змінна напруга послабляється тим сильніше, чим вища її частота.

Визначимо коефіцієнт передачі завади K_{Π} для АЦП двотактного інтегрування. Нехай на вхід інтегратора надходить гармонічний сигнал одиничної амплітуди частотою f з довільною початковою фазою φ . Середнє значення цього сигналу за час інтегрування t_1 дорівнює

$$U_{\text{вих}} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \sin(2\pi ft + \varphi) dt = \frac{\sin(\pi ft + \varphi) \sin \pi ft_1}{\pi ft_1}. \quad (6)$$

Коли ця величина досягає максимуму за модулем, то

$$K_{\Pi} = \left| \frac{\sin^2 \pi ft_1}{\pi ft_1} \right|. \quad (7)$$

Частотна характеристика коефіцієнта приглушення завад АЦП двотактного інтегрування наведена на рис. 4.

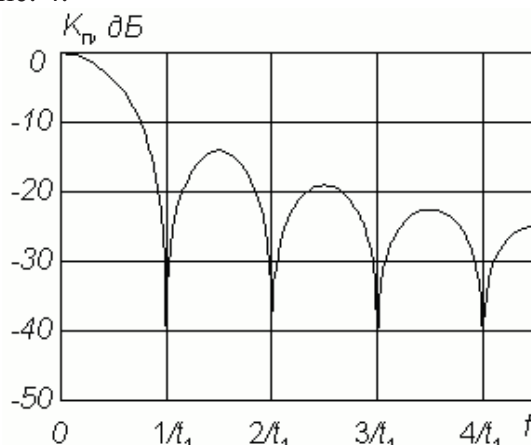


Рисунок 4 – Частотна характеристика коефіцієнта приглушення завад АЦП двотактного інтегрування

Як бачимо, змінна напруга, період якої в ціле число раз менший, приглушується зовсім. Тому доцільно вибрати тактову частоту такою, щоб добуток був рівним чи кратним періоду напруги промислової мережі.

Запропонована модель дозволяє забезпечити диференційне внесення мінеральних добрив на основі даних моніторингу фізико-механічного та агробіологічного стану ґрунтового та рослинного середовища шляхом вимірювання електропровідних властивостей ґрунту та вимірювання спектрів відбиття рослинного покриву для забезпечення підбору оптимальної площі живлення рослин з врахування просторової неоднорідності ґрунтового покриву та дозволяє зекономити 10-25% посівного матеріалу і сприяє підвищенню урожайності сільськогосподарських культур в середньому на 10-20 ц/га.

Список літератури

1. Applying nitrogen site-specifically using soil electrical conductivity maps and precision agriculture technology. Lund ED ; Wolcott MC ; Hanson GP, Thescientificworldjournal [ScientificWorldJournal] 2001 Oct 16; Vol. 1 Suppl 2, pp. 767-76. Date of Electronic Publication: 2001 Oct. 16.
2. Small Scale Spatial Variability of Apparent Electrical Conductivity within a Paddy Field. Aimrun, W.1, Amin, M. S. Ezrin, M. H., Applied & Environmental Soil Science; 2009, Vol. 2009, p. 1-7.
3. Mobile TDR for geo-referenced measurement of soil water content and electrical conductivity. Anton Thomsen¹, Kirsten Schelde¹, Per DrÅ,scher¹, Flemming Steffensen¹. Precision Agriculture; Oct. 2007, Vol. 8 Issue 4/5, p. 213-223, 11p.
4. Адамчук В.В. Техніка для землеробства майбутнього [Текст] / В.В. Адамчук, В.К. Мойсеєнко, В.І. Кравчук, Д.Г. Войтюк // В зб.: Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ „ІМЕСГ”. – 2002. – Вип.86. – С. 20-32.
5. Масло І.П. Автоматизована система моніторингу родючості ґрунту та локально-дозоване використання хімпрепаратів [Текст] / І.П. Масло, В.Г. Мироненко // Вісник сільськогосподарської науки. – 1998. – №5. – С.56-58.
6. Пастушенко С.И. Оптимизация сельскохозяйственных технических систем [Текст] / С.И. Пастушенко // Техніка АПК. – 1999. – № 8. – С. 12-15.
7. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки [Текст] / За ред. В.І. Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Ковалюка. – К.: Аграрна наука, 2004. – 398 с.
8. Myronenko V., Dubrovin V. Rizeni pracovnich procesu ekologicke techniky. Sbornik prednasek VUZT “Zemedelska technika a biomasa 2004”. Том 5, – Praha, 2004. – С.71-75.
9. Мироненко В.Г. Технічні засоби забезпечення якості виконання технологічних процесів у рослинництві: монографія [Текст] / В.Г. Мироненко, НАУ – К., 2005. – 271с.
10. Броварець О.О. Модель реалізації прогностично - компенсаційної технології змінних норм внесення технологічного матеріалу з використанням інформаційно-технічних систем моніторингу стану сільськогосподарських угідь [Текст] / О.О. Броварець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2014. – Ч.2, Вип. 196. – С. 111-122.

Oleksandr Brovarets, Assos. Prof., PhD tech. sci.

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kiev, Ukraine

Analog-digital transformers of technical systems of local monitoring of electroprovidnih properties of the ground environment

In the article it is resulted structural-functional diagram of the technical system of the local monitoring of electroprovidnih properties of the ground environment with classification of analog-digital and tsifro-analogovih transformers and mathematical vehicle, that are used for their realization. A signal from the given devices of monitoring gets on inspector, that manages work of the special device of individual occasion of working elements of machine for bringing of mineral fertilizers, here possible data record as an electronic card on PC card with a magnetic transmitter from the devices for monitoring of the state of –routou and vegetation (cartograma of task) and realization of the local-band differentiated bringing of mineral fertilizers (cartograma is realization), that possibility gives to provide the optimum norm of bringing. The offered model will allow to promote productivity and efficiency of monitoring of the state of agricultural lands by continuous registration of closeness of current on the electrode pairs of device, which are constantly submerged in –rout and taken place on a mobile vehicle transport.

Одержано 12.10.15

УДК 632.937

А.С. Кобець, проф., д-р наук з держ. упр., О.М. Кобець, доц., канд. техн. наук, О.Ф. Кузьменко, асист.

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м.Дніпропетровськ, Україна, ak13@ukr.net

Механізація захисту рослин у системі природного землеробства

В роботі наведений аналіз основних заходів і методів по захисту рослин у системі природного землеробства, обґрунтована ключова роль біометода захисту рослин. Представлені машинні технології розселення ентомофагів для умов України, їх перспективи розвитку.
біометод, ентомофаги, трихограма

А.С. Кобец, проф., д-р наук гос. упр., А.Н. Кобец, доц., канд. техн. наук, А.Ф. Кузьменко, ассист.

Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, г.Днепропетровск, Украина
Механизация защиты растений в системе природного земледелия

В работе проведен анализ основных мероприятий и методов по защите растений в системе органического земледелия, обоснована ключевая роль биометода защиты растений. Представлены машинные технологии расселения энтомофагов для условий Украины, перспективы их развития.
биометод, энтомофаги, трихограмма

Постановка проблеми. Тотальна хімізація сільськогосподарського виробництва, недостатньо обґрунтоване використання отрутохімікатів, особливо за низької культури застосування, призводить до негативних екологічних наслідків, завдаючи шкоди корисній флорі і фауні. Тривале застосування хімікатів спричиняє появу стійких до них шкідників, хвороб та бур'янів, забруднення довкілля, призводить до накопичення токсичних речовин у ґрунті, рослинах і водоймах. До того ж, якість продуктів харчування погіршується через вміст шкідливих отрутохімікатів, нітратів, генетично модифікованих організмів (ГМО).

Органічне (природне) землеробство – це гармонія з природою, повна відмова від препаратів, які мають неприродне походження.

У наш час на Україні склалися сприятливі умови для вирощування екологічно-безпечної сільськогосподарської продукції. Це пов'язане з тим, що аграрії через нестачу коштів обмежено використовують хімікати навіть у традиційному виробництві. Проте внутрішній ринок екологічно-безпечної продукції майже відсутній. Це пов'язане з високими цінами, низькою платоспроможністю населення. Однак при поставках продукції органічного землеробства у країни ЄС рентабельність може досягати 200-250% [1].

Використання розповсюдженого хімічного методу захисту рослин суперечить базисним принципам ведення органічного землеробства і приводять до необхідності розробки інтегрованого захисту рослин, суть якого полягає в поступовій заміні пестицидів тривалого й широкого спектра дії високоспецифічними хімічними й біологічними препаратами природного та синтетичного походження.

Біологічні методи захисту рослин, засновані на використанні живих організмів, припускають знищення шкідників у їхньому осередку, нешкідливі для навколишнього середовища й людей і приводять до знищення до 80% шкідників сільськогосподарських культур. У наш час біологічний метод захисту рослин широко впроваджується за рубежом. Тому розробка інтегрованої технології на основі біологічних методів захисту рослин є актуальною проблемою, що має важливе народногосподарське значення.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Біологічний метод захисту рослин заснований на використанні організмів або продуктів їхньої життєдіяльності з метою обмеження чисельності шкідливих комах, кліщів, гризунів, патогенів й ін. Початок дослідженням у цьому напрямку покладене І.І. Мечниковим (1879), що використав гриб-збудник зеленої мускардини проти хлібного жука й бурячного довгоносика. Цей метод припускає інтродукцію й акліматизацію ентомофагів в осередку розвитку шкідника, сезонну колонізацію з розрахунком на наступне розмноження в новому осередку, створення умов для збереження, залучення й накопичення місцевих ентомофагів в агробіоценозі [1].

У практиці захисту сільськогосподарських рослин від шкідників і хвороб найбільше значення одержали наступні напрямки біологічного методу: використання штучно розмножених хижих і паразитичних комах (ентомофагів), хижих кліщів (акарифагів), мікроорганізмів, птахів й ін. для пригнічення або зниження чисельності шкідливих організмів.

Біологічні препарати, діючою речовиною яких є мікроорганізми або продукти їхньої життєдіяльності, все більше входять у практику захисту рослин. Широко застосовують такі препарати як лепідоцид і бітоксисабацилін проти листогризух шкідників. Застосування біопрепаратів, як і хімічних засобів захисту рослин, регламентовано відносно об'єктів і сільськогосподарських культур, норм витрати препарату, термінів обробок та інших параметрів. Біологічна ефективність біопрепаратів у значній мірі залежить від температури навколишнього середовища і віку личинок (гусениць) шкідника, проти яких проводять обробки. Найкращого результату досягають у тому випадку, коли проводять обробки при температурі повітря вище 18°C і проти личинок (гусениць) на ранніх стадіях розвитку [2].

Застосування біопрепаратів бактеріального походження дозволяють своєчасно включати захисні механізми власного імунітету рослин проти патогенів. Захисні реакції можуть виникати після обробки їх спеціальними індукторами хворобостійкості – елісаторами біогенного походження, таких як хітозан, грибні глюкани, хітин. Розроблено біотехнологію екстракції полісахаридів хітину і глюканів із клітинної стінки гриба трутовика справжнього у вигляді екстракту, який є основною діючою речовиною мікобіопрепаратів. Мікобіопрепарати є малонебезпечними речовинами, під їх впливом не зменшується щільність корисної фауни та мікрофлори ґрунту, але розробка, створення і виробництво їх в Україні не систематизовані, носить фрагментарний характер [3].

Широке поширення в боротьбі з різними видами совок, лучного метелика отримало застосування невеликої паразитичної комахи – трихограми. Її розмножують у біолабораторіях і випускають у поле (20-100 тис. особин на 1 га) у період початку масової відкладки яєць шкідником. Дорослі особини трихограми знаходять яйця совок і відкладають у них своє яйце. Перевага цього паразита в тому, що він швидко розмножується (9-12 днів) і пригнічує шкідника. Такий спосіб застосування ентомофагів одержав назву сезонної колонізації.

До позитивних сторін цього методу відноситься його висока ефективність, нешкідливість для навколишнього середовища та обслуговуючого персоналу. У багатьох випадках біоматеріали мають меншу вартість у порівнянні з хімічними препаратами. У

той же час необхідність промислового розведення й зберігання великої кількості комах і труднощі механізації їхнього розселення в агробіоценозах при їх короткочасному життєвому циклі ускладнюють його застосування [4].

На більших масивах (кукурудза, соняшник, цукровий буряк та ін.) трихограму розселяють за допомогою сільськогосподарської авіації і мотодельтапланів з використанням спеціальних установок для розсіювання. Авіавнесення досить ефективно, тому що дозволяє вчасно, оперативно й рівномірно розселити трихограму на великій території, особливо у фазі розвитку рослин, коли вихід на поле спецтехніки не рекомендується. Разом з тим, мінімальна площа оброблюваних таким способом сільгоспугідь не може бути менше 500 га. Для невеликих полів розселення трихограми можливо за допомогою спеціальних пристроїв, які монтуються на штангових і вентиляторних обприскувачах.

Постановка завдання. Виходячи із вищезазначеного, метою даної роботи є обґрунтування і перспективність впровадження засобів механізації біологічних методів захисту рослин у системі природного землеробства.

Виклад основного матеріалу. Одним з біологічних препаратів, які використовуються для боротьби з комплексом совок на зернових, овочевих і технічних культурах, а також з кукурудзяним і лучним метеликами, горіховою плодожеркою і цілим рядом інших шкідників із сімейства совок, білявок, вогневок і листоверток є трихограма.

У цей час виконані дослідження зі створення машинної технології і засобів механізації для розселення трихограми. Спроековано спеціальну установку, що виробляється у ВИСХОМ (Російська Федерація) по замовленнях фахівців-біологів. Це пристосування ПР-35 для агрегування з різними обприскувачами і обпилювачами, а також пристосування РЕШ-18 для розселення ентомофагів до штангових обприскувачів.

Малі дози внесення ентомофагів (1-12 г/га) і їхні специфічні властивості, висувають особливі вимоги до дозуючих робочих органів по порційній подачі ентомофагів у повітряний струмінь, який створюється вентиляторним обприскувачем.

Вивчення існуючих типів дозаторів (об'ємних, вагових, пневмомеханічних і пневматичних) показало, що найкращим дозатором для лялечок трихограми є пневматичний бункер-дозатор з переривчастою подачею повітряного потоку [5].

Технологічний процес пневматичного бункера-дозатора полягає в наступному (рис. 1).

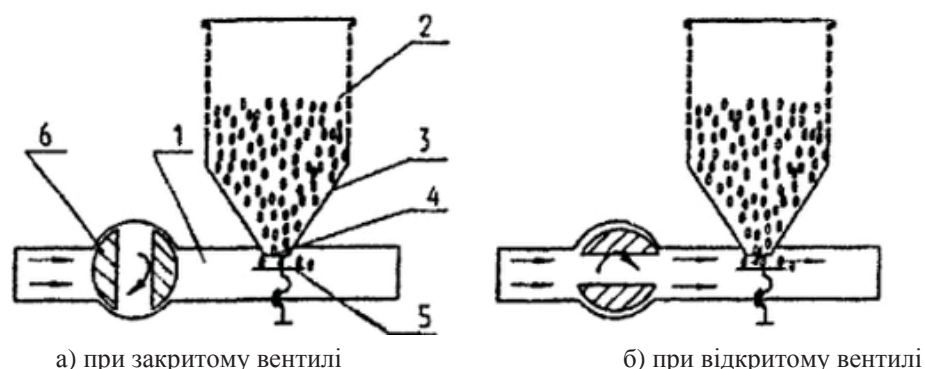


Рисунок 1 – Схема технологічного процесу пневматичного бункера-дозатора

У процесі роботи порція біоматеріалу з бункера 2 через калибрований отвір 4 конічної частини бункера 3 просипається на дозувальну полицку 5. Між поверхнею полицки 5 і крайкою калиброваного отвору 4 утвориться порція біоматеріалу, що при

відкритому вентилю 6 здувається повітряним потоком повітропроводу 1 з дозувальної полички і по повітряному каналу транспортується в повітряний струмінь вентилятора. При цьому частина повітряного потоку проходить через калібрований отвір у бункер, чим забезпечується перемішування біоматеріалу. Після припинення подачі повітря біоматеріал знову просипається на дозувальну поличку. При черговій подачі повітря процес повторюється.

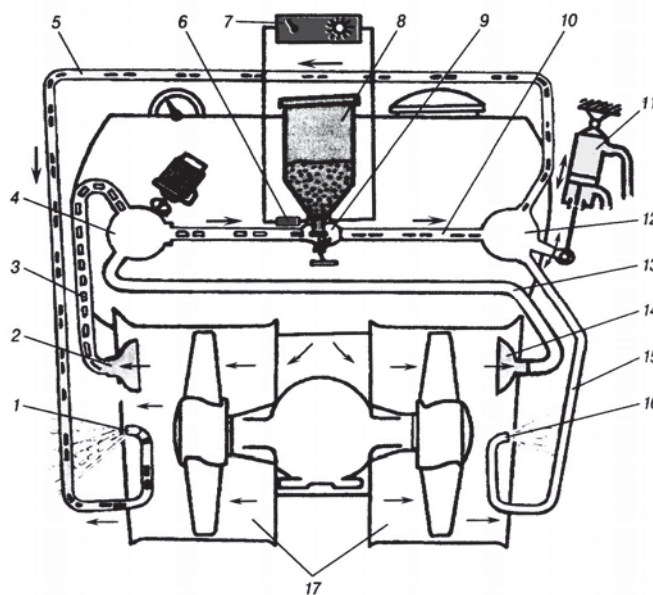
Робочий цикл дозатора складається із двох етапів: етап 1 – подача біоматеріалу з бункера на дозувальну поличку; етап 2 – перенесення повітряним потоком порції біоматеріалу з дозувальної полички у вентиляторний струмінь і одночасне перемішування біоматеріалу, що залишився в бункері.

Практика показує, що біоматеріал, який поставляється виробником, має широкий діапазон фізико-механічних властивостей, тому норми витрати біоматеріалу при роботі розсіювача, як правило, уточнюються експериментально. Для цього у бункері-дозаторі передбачені регулювання. Вони дозволяють змінювати норми внесення в широкому діапазоні умов роботи.

Дозатор устанавлюється в аеродинамічній системі розсіювача. Геометричні параметри повітрозабірника підбираються дослідним шляхом таким чином, щоб швидкість повітря в системі не перевищувала критичну (11 м/с). Важливим фактором нормальної роботи бункера-дозатора є величина швидкості видування порції біоматеріалу з дозувальної полички (у межах 6,8-7,0 м/с), що забезпечує життєздатність біоматеріалу.

Дослідженнями встановлено, що повне здування біоматеріалу з поверхні дозувальної полички починається при швидкості повітряного потоку 3,0 м/с. При швидкості 4 м/с починається процес перемішування біоматеріалу в бункері. Стабільна робота бункера-дозатора і транспортування ентомофагів по повітропроводу, що подає, у струмінь вентилятора забезпечується при швидкості повітряного потоку 5,0 м/с і більше [4].

Схема технологічного процесу пристосування ПРЕ-35 із двоканальним переривником повітряного потоку для роботи із двостороннім вентиляторним обприскувачем показана на рис. 2.



1,16 – розсіюючі наконечники; 2, 14 – повітрозабірники; 3,5, 10, 13, 15 – трубопроводи;
4 – переривник; 6 – датчик; 7 – пульт керування; 8 – бункер; 9 – дозатор; 11 – гідроциліндр;
12 – перемикач; 17 – вентилятори

Рисунок 2 – Схема технологічного процесу пристрою для розселення ентомофагів ПРЕ-35

До складу ПРЕ-35 входять бункер 8, дозатор 9, переривник 4, перемикач 12, повітрязбірники 2, 14, гнучкі трубопроводи 3, 5, 10, 13, 15, розсіюючі наконечники 1 і 16, датчик 6, пульт керування 7 і з'єднувальна апаратура.

Прокручуючи регулювальний гвинт дозатора 9, змінюють зазор між дозувальною полицкою і кромкою конуса дозатора від 0 до 2 мм, а тим самим і подачу ентомофагів у змішувальну камеру. Переривник 4 забезпечує порційну подачу повітря від вентилятора до дозатора. За один оберт стержня, що приводиться в обертовий рух електродвигуном, отвір для подачі повітряного потоку до дозатора перекривається двічі, а подача повітря змінюється від максимальної до нуля, а потім від нуля до максимальної.

Перемикач 12, призначений для позмінного напрямку потоку ентомофагів від дозатора до лівого 1 або правого 16 розсіювачів, складається з корпусу і стержня, поворотом якого суміщають отвори для підведення і відведення з каналами в стержні. Стержень повертається гідроциліндром 11.

Ентомофаги в передвилітному стані, попередньо просіяні через фільтр, засипають у бункер 8. Потім вмикають передачі вентилятора і переривник та починають рух по полю. Частина потоку повітря, утвореного вентилятором 17, відбирають повітрязбірники 2 і 14 і спрямовують його повітропроводом 3 в переривник 4. Потім пульсуючий потік повітря надходить у дозатор 9 і здуває порцію ентомофагів, які просипались із бункера 8 через калібрований отвір на полицку регулювального гвинта. Суміш із повітря і ентомофагів по трубопроводу 10 подається в корпус перемикача 12 і далі по трубопроводу 5 або 15 до розсіюючого наконечника 1 або 16. Основний потік повітря, що подається вентилятором, захоплює розсіяні наконечниками 1 і 16 ентомофаги і рівномірно розподіляє їх по площі.

Норма розселення ентомофагів залежить від зазору між полицкою і конусом дозатора, швидкістю руху машини і ширини смуги розселення біоматеріалу.

Ширина захвату розселення ентомофагів становила 20-35 м, нерівномірність розподілу по ширині захвату не перевищувала 76%, робоча швидкість – 5-10 км/год, продуктивність – 6,7-23,4 га/год.

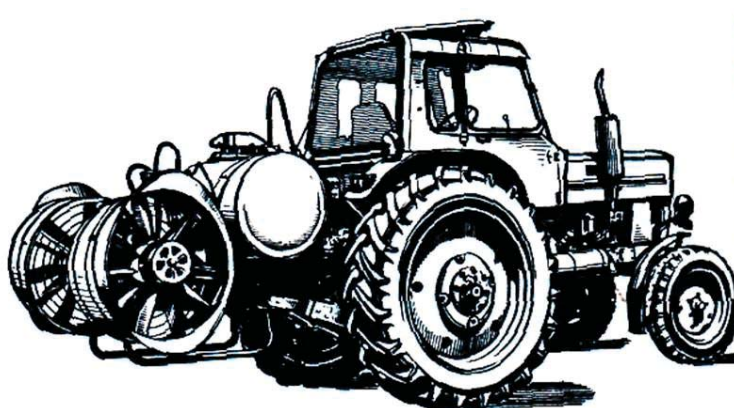


Рисунок 3 – Пристосування ПРЕ-35 в агрегаті з обприскувачем ОМ-630 на тракторі МТЗ-80

ПРЕ-35 легко агрегатують з обпилювачем ОШУ-50А і з обприскувачем з одностороннім розпилем, надійно виконуючи технологічний процес по розселенню ентомофагів, повністю задовольняючи агротехнічним вимогам. На розподільному пристрої обпилювача ОШУ-50 або обприскувача кріплять по одному повітрязбірнику і розсіювачу.

Випробуваннями пристосування ПРЕ-35 на обпилювачі ОШУ-50А встановлено, що ефективна ширина захвату становила 32 м, при нормі внесення ентомофагів 2 г/га, швидкості агрегату 10 км/год і вітрі – 2,1 м/с, кут установки сопла 15° [4].

У цей час обприскування є основною технологією внесення засобів захисту рослин, у тому числі і біопрепаратів. Обприскування може бути повнооб'ємним, малооб'ємним та ультрамалооб'ємним (УМО).

Для реалізації нових технологій захисту рослин актуальна розробка перспективної системи машин, що повинна відповідати сучасним вимогам по енергозбереженню, екологічній безпеці для навколишнього середовища й забезпеченню заданої біологічної ефективності захисних заходів.

Перспективна система машин передбачає значне збільшення обсягів застосування найбільш прогресивних технологій (малооб'ємне та ультрамалооб'ємне обприскування), що забезпечують значне зниження норм витрати робочих рідин на гектар, а також норм витрати препаратів. З врахуванням певних технологічних вимог до застосування цілого ряду препаратів у системі машин залишаються традиційні технічні засоби для технології повнооб'ємного обприскування, застосування яких значно скорочується.

Ця система машин базується на використанні принципово нової техніки для обприскування, що забезпечує застосування малих норм витрати робочої рідини 1-20 л/га.

Такі показники досягаються за рахунок застосування дискових обертових розпилювачів із сепарацією дрібних краплин або примусовим осадженням краплин на цільову поверхню повітряним потоком, а також за допомогою електростатичної зарядки краплин.

Для обробки рослин, які знаходяться в процесі вегетації, застосовують стандартні штангові й інші обприскувачі: ОП-2000; ОП-2000-2-01, ОМП-601, ОМ-630, ОПШ-15, дощувальні установки і т.п. Обробки проводяться під час відсутності дощу, сильного вітру, у ранковий і вечірній час.

Висока ефективність засобів захисту рослин залежить від якості препарату, коректних термінів застосування та грамотного внесення. Необхідно, щоб параметри застосування препаратів відповідали як особливостям біології шкідників і хвороб, так і фазам розвитку культури.

У сучасних умовах не менш важливим фактором є своєчасне і якісне внесення препарату в короткий термін.

Перехід на технології ультрамалооб'ємного обприскування при забезпеченні екологічної безпеки для навколишнього середовища дає можливість відмовитися від великовантажних обприскувачів і працювати всю зміну з однією заправкою бака обприскувача. Це забезпечує зменшення ущільнення ґрунту під час виконання технологічних операцій, а також зниження експлуатаційно-технічних витрат.

Висновки. 1. Захист рослин у системі органічного землеробства вимагає переходу від використання токсичних отрутохімікатів до біологічних препаратів. Біологічний метод захисту рослин відіграє ключову роль у нових інтегрованих методах системах захисту в природному землеробстві.

2. Біометод захисту рослин гарантує збереження врожаю при дотриманні екологічної чистоти агробіоценозу. Одночасно в максимальному ступені дотримуються сучасні санітарно-гігієнічні вимоги.

3. Машинні технології розселення ентомофагів є перспективними технологіями для кліматичних умов України та рекомендуються до впровадження в технологіях природного землеробства.

4. Для підвищення ефективності використання біопрепаратів перспективна система машин з технологіями малооб'ємного та ультрамалооб'ємного обприскування.

Список літератури

1. Подгорный М.А. Почему выгодно заниматься органическим земледелием [Електронний ресурс] . – Режим доступу: <http://www.maximarin.com/>

2. Методические рекомендации по применению биологических средств защиты растений и микробиологических удобрений в растениеводстве [Текст]/ [Е.А. Литвинов, Г.С. Егорова, М.Н. Белицкая та ін.]. – Волгоград: ВГАУ, 2013. – 119 с.
3. Сучасна техніка та технології захисту рослин [Текст]: наук.-практ. конф. 20-21 лют. 2014 р.: тези доп. – Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2014. – 44 с.
4. Краховецкий Н.Н. Технология и технические средства для биологической защиты растений: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. ВАК РФ 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» [Текст]/ Н.Н. Краховецкий; НИИСМ им. В. П. Горячкина ОАО «ВИСХОМ», – Москва, 2004. – 24 с.
5. Пат.2237405 RU Российская Федерация. Устройство для расселения энтомофагов/ Н.Н. Краховецкий (RU); патентообладатель Открытое акционерное общество "Научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения им. В.П. Горячкина" (RU). – заявл.10.12.2003; опубл. 10.10.2004

Anatoliy Kobets, Prof., PhD sci. public admin., Aleksandr Kobets, Assos. Prof., PhD tech. sci., Aleksandr Kuzmenko, assist.

Dnipropetrovsk state university of agriculture and economic, Dnipropetrovsk, Ukraine

Mechanization of plant protection in the system of organic farming

The article presents analysis of the main actions and methods of crop protection for organic farming. Biological methods of of plant protection play a key role in the making ecologically clean products.

The study of existing types of dosing (volume, weight, pneumatic mechanical and pneumatic) has shown that the best dosing for the pupae of Trichogramma is a pneumatic hopper-doser with intermittent supply airflow. Machine technology of entomophages resettlement are promising technologies for the conditions of Ukraine and recommended for widespread use in the system of natural farming.

Using the machine systems with low-volume and ultralow-volume spraying technologies increase the efficiency of biological preparations.

biological control, entomophagous, trichogram

Одержано 05.11.15

УДК 631.354.2.001.12

В. І. Котков, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет, м.Житомир, Україна

Л. В. Пустовіт, викл. вищої кат.

Житомирського агротехнічного коледжу, м. Житомир, Україна, pustovitl@ukr.net

Вплив розміру зернівок на їх міцність і якість насіння

Викладено методику визначення впливу розміру зернівок на їх міцність, та терміну зберігання насіння озимої пшениці Поліська 90 на її посівні якості.

міцність зерна, зусилля, деформація руйнування, насіннєвий матеріал

В. И. Котков, доц., канд.техн. наук

Житомирский национальный агроэкологический университет, г. Житомир, Украина

Л. В. Пустовит, преп. высш.кат.

Житомирский агротехнический колледж, г. Житомир, Украина

Влияние размера зерен на их прочность и качество семян

Изложена методика определения влияния размера зерновок на их прочность, и срока хранения семян озимой пшеницы Полеская 90 на ее посевные качества.

прочность зерна, усилия, деформация разрушения

© В. І. Котков, Л. В. Пустовіт, 2015

2. Методические рекомендации по применению биологических средств защиты растений и микробиологических удобрений в растениеводстве [Текст]/ [Е.А. Литвинов, Г.С. Егорова, М.Н. Белицкая та ін.]. – Волгоград: ВГАУ, 2013. – 119 с.
3. Сучасна техніка та технології захисту рослин [Текст]: наук.-практ. конф. 20-21 лют. 2014 р.: тези доп. – Дніпропетровськ: ДДАЕУ, 2014. – 44 с.
4. Краховецкий Н.Н. Технология и технические средства для биологической защиты растений: автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук: спец. ВАК РФ 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» [Текст]/ Н.Н. Краховецкий; НИИСМ им. В. П. Горячкина ОАО «ВИСХОМ», – Москва, 2004. – 24 с.
5. Пат.2237405 RU Российская Федерация. Устройство для расселения энтомофагов/ Н.Н. Краховецкий (RU); патентообладатель Открытое акционерное общество "Научно-исследовательский институт сельскохозяйственного машиностроения им. В.П. Горячкина" (RU). – заявл.10.12.2003; опубл. 10.10.2004

Anatoliy Kobets, Prof., PhD sci. public admin., Aleksandr Kobets, Assos. Prof., PhD tech. sci., Aleksandr Kuzmenko, assist.

Dnipropetrovsk state university of agriculture and economic, Dnipropetrovsk, Ukraine

Mechanization of plant protection in the system of organic farming

The article presents analysis of the main actions and methods of crop protection for organic farming. Biological methods of of plant protection play a key role in the making ecologically clean products.

The study of existing types of dosing (volume, weight, pneumatic mechanical and pneumatic) has shown that the best dosing for the pupae of Trichogramma is a pneumatic hopper-doser with intermittent supply airflow. Machine technology of entomophages resettlement are promising technologies for the conditions of Ukraine and recommended for widespread use in the system of natural farming.

Using the machine systems with low-volume and ultralow-volume spraying technologies increase the efficiency of biological preparations.

biological control, entomophagous, trichogram

Одержано 05.11.15

УДК 631.354.2.001.12

В. І. Котков, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет, м.Житомир, Україна

Л. В. Пустовіт, викл. вищої кат.

Житомирського агротехнічного коледжу, м. Житомир, Україна, pustovitl@ukr.net

Вплив розміру зернівок на їх міцність і якість насіння

Викладено методику визначення впливу розміру зернівок на їх міцність, та терміну зберігання насіння озимої пшениці Поліська 90 на її посівні якості.

міцність зерна, зусилля, деформація руйнування, насіннєвий матеріал

В. И. Котков, доц., канд.техн. наук

Житомирский национальный агроэкологический университет, г. Житомир, Украина

Л. В. Пустовит, преп. высш.кат.

Житомирский агротехнический колледж, г. Житомир, Украина

Влияние размера зерен на их прочность и качество семян

Изложена методика определения влияния размера зерновок на их прочность, и срока хранения семян озимой пшеницы Полеская 90 на ее посевные качества.

прочность зерна, усилия, деформация разрушения

© В. І. Котков, Л. В. Пустовіт, 2015

Постановка проблеми. Урожайність сільськогосподарських культур залежить від багатьох факторів, одним з яких є якісний насіннєвий матеріал, що дає змогу без додаткових енергетичних затрат (добрива, пестициди) забезпечити належний ріст рослин, знизити негативний вплив бур'янів, хвороб, шкідників і завдяки цим факторам підвищити врожайність культури та якість одержуваної продукції, поліпшити екологічний стан поля.

Посівні якості насіння залежать від безлічі чинників: дотримання технології обробітку культури, природно-кліматичних умов, рівня їх травмування при збиранні і післязбиральній обробці, кількісних і якісних характеристик компонентів вороху та його вологості при збиранні, способу збирання, конструктивних особливостей і режимів роботи машин для збирання і післязбиральної обробки. При збиранні і післязбиральній обробці під впливом робітників та транспортуючих органів машин в зерні виникає напруга, яка може призвести до його руйнування.

Рівень травмування при збиранні і післязбиральній обробці залежить від міцності зерна і характеру руйнівних сил, що діють на нього. Травмоване зерно в процесі зберігання втрачає свої посівні і продовольчі якості, є сприятливим середовищем для розмноження мікроорганізмів.

Тому проведення досліджень, з метою визначення впливу розміру зернівок на їх міцність та якість насіння, а також терміну зберігання його на зараженість патогенами є актуальним.

Аналіз результатів останніх досліджень і публікацій. У формування теорії та проведенні досліджень, з метою визначення руйнівного зусилля та деформації зерна, значний внесок зробили: О. П. Тарасенко, І. О. Наумов, С. Д. Хусід, П. О. Ребіндер та інші [1-4].

У наукових працях О. П. Тарасенка досліджено лінійну залежність між руйнівним зусиллям та деформацією руйнування [1].

І. О. Наумов дослідив вплив вологості та температури на зусилля та деформацію руйнування. З підвищенням вологості руйнівне зусилля зменшується, а величина деформації збільшується [2].

С. Д. Хусід дослідив процес руйнування та деформації зерна при ударі і встановив, що зусилля та деформація руйнування у різних сортів не однакова, і залежить від його структурно-механічних властивостей [3].

Характер руйнування зерна значною мірою залежить від наявності тріщин у зернівці та різних видів травм.

У наукових працях О. П. Тарасенка досліджено, що посівні якості насіння знижуються за рахунок несвочасного виділення із зернового вороху засмічувачів, які є живильним середовищем для розмноження мікроорганізмів [7].

Постановка завдання. Метою роботи є визначення впливу розміру зернівок на їх міцність та посівні якості насіння, а також залежність зараженості його патогенами від терміну його зберігання.

Виклад основного матеріалу. Міцність зерна характеризується зусиллям (P) і деформацією (L) руйнування. Досліди проводили на зерні озимої пшениці Поліська 90 кондиційної вологості. Зусилля на деформуюче руйнування визначили на спеціально виготовленому пресі [5].

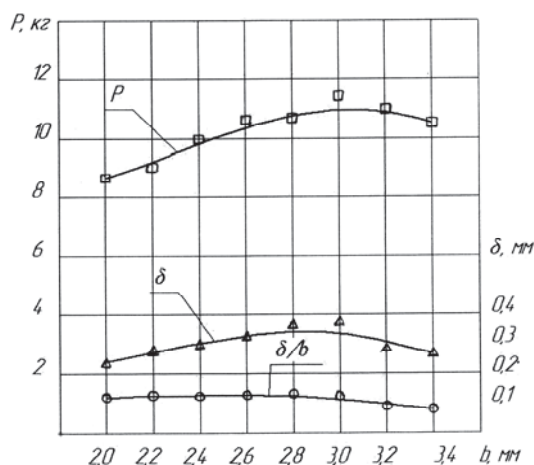
Результати досліджень впливу розміру зернівок на якість насіння і їх міцність представлені в таблиці 1 та на рисунку 1.

Експериментальна перевірка висловленого припущення показала (табл. 1, рис. 1), що із збільшенням ширини отворів сортувального решета з 2,0 до 3,4 мм маса 1000 зерен зростає з 16,2 до 52,3г, а лабораторна схожість відповідно з 82,2 до 96,3 %. Із збільшенням ширини отворів решета з 2,0 до 3,4 мм зусилля руйнування зернівок зростає з 8,66 до 11,44 кг, деформація руйнування спочатку зростає з 0,24 до 0,34 мм, а

потім знижується до 0,27 мм, знижується і відношення деформації руйнування до їх ширини δ/b з 0,12 до 0,08 мм/мм.

Таблиця 1 – Вплив розміру зернівок на їх міцність і якість насіння (озима пшениця Поліська 90, ручний обмолот)

Розмір отворів решета, мм	Маса 1000 зернівок, г	Лабораторна схожість, %	Зусилля руйнування Р, кг	Деформація руйнування δ , мм	Відношення деформації руйнувань зернівок до їх товщини, мм/мм
3,4	52,3	93,5	10,53	0,27	0,080
3,2	49,5	94,1	11,00	0,29	0,090
3,0	44,6	96,3	11,44	0,38	0,126
2,8	40,2	96,0	10,70	0,37	0,132
2,6	35,4	94,9	10,63	0,33	0,127
2,4	26,8	92,2	9,98	0,30	0,125
2,2	21,6	90,3	9,03	0,28	0,127
2,0	16,2	82,2	8,66	0,24	0,120



P - зусилля руйнування зернівок; δ - деформація руйнування зернівок;
 δ/b - відношення деформації руйнування зернівок до їх ширини

Рисунок 1 – Вплив розміру зернівок на зусилля і деформацію їх руйнування

Зерно основної культури і усі фракції домішок є сприятливим середовищем для розвитку мікроорганізмів що знижують, як посівні, так і товарні якості зерна [6]. Результати досліджень відібраних зразків, що зберігаються разом з домішками на відкритому майданчику протягом двох місяців після збирання представлені в таблиці 2.

Аналіз даних табл. 2 показує, що менше всього ушкодженню мікроорганізмами піддається насіння великої фракції, а більше дрібне. Через місяць зберігання у фракції 3,4 мм було уражено 36,0% зерна, а у фракції 1,6мм – 68,2%, через два місяці відповідно до 41,7 і 80,6%.

Відомо, що травмовані насінини погано зберігаються: інтенсивно дихають, виділяють багато теплоти, пліснявіють; на них інтенсивно розвиваються мікроорганізми. Усе це призводить до зниження їх схожості. Для виявлення впливу терміну зберігання на посівні якості були проведені спеціальні дослідження на насінні трьох зразків: нетравмоване після ручного обмолоту, нетравмоване після комбайнового обмолоту, а також травмоване. У наших дослідженнях лабораторну схожість і енергію проростання визначали через місяць після завершення збирання. Впродовж року ці показники визначали через кожен місяць зберігання. Результати досліджень представлені в табл. 3.

Таблиця 2 – Вплив терміну зберігання насіння озимої пшениці Поліська 90 на зараженість її патогенами

Зараженість патогенами в % через 1 місяць зберігання після збирання				Зараженість патогенами в % через 2 місяці зберігання після збирання									
Розмір отворів решета, мм	Бактеріози	Піницімум	Фузаріоз	Аспергилінос	Альтернаріоз	Затяжна зараженість	Розмір отворів решета, мм	Бактеріози	Піницімум	Фузаріоз	Аспергилінос	Альтернаріоз	Затяжна зараженість
3,4			15,2		20,8	36,0	3,4	1,1		15,8		24,8	41,7
3,2			15,1		23,4	38,5	3,2	1,6		16,0		27,3	44,9
3,0	1,2		15,4		25,2	40,6	3,0	1,8	1,0	16,1		28,2	47,1
2,8	1,5		15,6		30,0	45,6	2,8	2,3	1,3	16,3		34,1	54,0
2,6	1,4		15,6		31,5	47,1	2,6	2,6	1,5	16,5		35,6	56,2
2,4	1,6		15,6		36,2	51,8	2,4	2,4	1,8	16,9		40,2	61,3
2,2	1,8	1,2	15,7		40,1	55,4	2,2	2,7	2,1	17,1	1,1	44,3	64,6
2,0	2,0	1,3	15,8		43,0	58,8	2,0	2,7	2,2	17,5	1,4	47,5	71,3
1,8	2,4	1,5	16,1	1,2	46,1	63,4	1,8	2,9	2,4	18,0	1,6	51,6	76,5
1,6	3,1	2,4	16,3	1,6	50,3	68,2	1,6	3,3	2,6	18,2	1,9	54,6	80,6

Таблиця 3 – Вплив терміну зберігання на посівні якості насіння озимої пшениці Поліська 90

Посівні якості, %	Термін зберігання ТХ, місяців											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Енергія проростання												
Ручний обмолот	95,1	95,4	94,8	94,6	92,8	92,6	91,6	91,0	90,1	98,0	87,1	86,0
Нетравмоване з під комбайна	91,0	90,6	90,0	89,1	88,9	88,6	87,1	85,0	84,6	81,0	77,2	72,2
Травмоване	88,0	87,1	86,2	85,9	85,1	84,3	84,2	80,1	79,2	75,0	70,1	66,1
Лабораторна схожість												
Ручний обмолот	99,6	99,4	99,2	98,4	98,1	97,6	97,2	97,4	97,5	97,6	97,8	96,1
Нетравмоване з під комбайна	97,7	97,5	97,3	96,9	97,5	97,0	96,8	95,0	92,5	90,0	89,3	86,3
Травмоване	97,6	97,5	96,9	96,9	95,0	94,9	92,5	90,1	89,7	86,8	85,1	82,1

Аналіз результатів табл. 3 показує, що у міру збільшення терміну зберігання насіння, обмолоченого вручну, до року енергія проростання зменшилася з 95,1 до 86,0%, а лабораторна схожість з 99,6 до 96,1%. У нетравмованого насіння після комбайнового обмолоту ці показники знизилися відповідно з 91,1 до 72,2 % і з 97,7 до 86,3%. Значне погіршення посівних якостей після комбайнового обмолоту пояснюється наявністю травм, які не вдалося виявити вживаними методами. У травмованого насіння енергія проростання зменшилася з 88,0 до 66,1%, а лабораторна схожість з 97,6 до 82,1%, що викликано проникненням мікроорганізмів в них під час зберігання.

Висновок. Досліди проводили на зерні озимої пшениці сорту Поліська 90 кондиційної вологості. Величина руйнівного зусилля та деформація руйнування зерна проводилась на спеціально виготовленій установці.

Проведені дослідження показали, що із збільшенням ширини отворів решета зусилля руйнування зернівок зростає, деформація руйнування знижується, а також знижується і відношення деформації руйнування до їх ширини.

Досліди показують, що у міру збільшення терміну зберігання насіння, обмолоченого вручну, до року енергія проростання зменшилася з 95,1 до 86,0%, а лабораторна схожість з 99,6 до 96,1%. У нетравмованого насіння після комбайнового обмолоту ці показники знизилися відповідно з 91,1 до 72,2 % і з 97,7 до 86,3%.

Проведені дослідження дають змогу визначати величину руйнівного зусилля та деформацію руйнування зерна, що впливає на посівні якості насіння. Це важливо при розмноженні насіння еліти й супереліти та першої репродукції нових перспективних сортів польових культур, дає можливість підвищити урожайність сільськогосподарських культур.

Список літератури

1. Тарасенко А. П. Влияние внешних нагрузок и физико-механических свойств на их травмирование и посевные качества / А. П. Тарасенко. – Воронеж, 1983. – С.26-44.
2. Наумов И. А. Совершенствование кондиционирования и измельчения пшеницы и ржи / И. А. Наумов. – М.: Колос, 1975. – С.63-78.
3. Хусид С. Д. Измельчение зерна / С. Д. Хусид. – М.: Хлебоиздат, 1958. – С.142-158.
4. Ребиндер П. А. Значение физико-химических процессов при механическом разрушении и обработке твердых тел. / П. А. Ребиндер. – Вестник АН СССР. – 1940. – №85. – С.8-10.
5. Тарасенко О.П. Методика визначення зусилля і деформації руйнування зерна / О.П. Тарасенко, С.М. Герук, С.В. Пустовіт // Збірник наукових статей. – м. Луцьк. –2011. – №21. – С.125-129.
6. Тарасенко О.П. Вплив складу зернового вороху і тривалості його зберігання на посівні якості насіння / О.П. Тарасенко, С.М. Герук, С.В. Пустовіт // Збірник наукових статей. – м. Львів. – 2010. – С.121-125, №14.
7. Тарасенко А.П. Снижение травмирования семян при уборке и послеуборочной обработке / А.П.Тарасенко. – Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003. – С.298-301.

Volodymyr Kotkov, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Zhytomyr National Agroecological University, Zhytomyr, Ukraine

Ludmyla Pustovit, teacher

Zhytomyr agrotechnical College, m. Zhitomir, Ukraine

The influence of grain size on the strength and quality of seeds

The aim of this work is to determine the effect of grain size on the strength and sowing qualities of seeds, and the dependence of its contamination by pathogens from its shelf.

A method of determining the influence of grain size – on the strength and duration of storage of seeds of winter wheat Polesskaya 90 on its sowing qualities.

Studies have shown that with increasing the width of the holes of the sieve effort of destruction mirror nvoc grows, the rupture strain decreases and decreases and the ratio of the strain to fracture width.

grain strength, stress, rupture strain, seeds

Одержано 11.11.15

УДК 636:664.73

О.В. Нанка, канд. техн. наук, докторант*

*Харківський національний технічний університет сільського господарства
ім. Петра Василенка, м. Харків, Україна*

Напрямки підвищення ефективності процесу подрібнення зернових кормів

Наведені результати аналізу досліджень подрібнення рослинних матеріалів способом різання. Встановлено, що процес подрібнення різанням зернових кормів вивчений недостатньо. Немає єдиної думки про вплив таких параметрів як кут ковзання, вологість та ін. на енергоємність процесу подрібнення. Сформульована фізична постановка задачі фундаментальних теоретичних досліджень подрібнення зернових кормів способом різання.

подрібнення, зернові корми, процес різання, енергоємність

О.В. Нанка, канд. техн. наук, докторант

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенка,
г. Харьков, Украина*

Направления повышения эффективности процесса измельчения зерновых кормов

Приведены результаты анализа исследований измельчения растительных материалов способом резания. Установлено, что процесс измельчения резанием зерновых кормов изучен недостаточно. Нет единого мнения о влиянии таких параметров как угол скольжения, влажность и др. на энергоемность процесса измельчения. Сформулирована физическая постановка задачи фундаментальных теоретических исследований измельчения зерновых кормов способом резания.

измельчение, зерновые корма, процесс резания, энергоемность

Постановка проблеми. В основі раціону годівлі сільськогосподарських тварин і птиці використовуються зернові корми, процентний склад яких може досягати від 50 до 100% [1]. Так для великої рогатої худоби – 20...50% (у складі кормосуміші), для свиней – 60...90%, для птиці – 80...100% [2]. В сільськогосподарських підприємствах щорічно для годівлі тварин і птиці витрачається 14,4 млн. т. зернових кормів, із яких 2,9 млн. т. згодовується у вигляді комбікормів, а 11,5 млн. т. згодовується в природному вигляді, що веде до нераціонального їх використання [3].

Ефективність застосування зернових кормів залежить від якості їх приготування - подрібнення, дозування і змішування. Подрібнення при цьому є основною і найбільш енергоємною операцією на долю якої витрачається до 70% енергетичних витрат на загальний технологічний процес приготування кормів [4]. Ступінь подрібнення зернових кормів обумовлена фізіологією сільськогосподарських тварин, так як швидкість перетравлення частинок корму шлунковим соком прямо пропорційна загальній площі їх поверхні [5].

Окрім цього рядом вчених встановлено, що для різних видів тварин, а також їх статево вікових груп розміри частинок готового продукту повинні відповідати зоотехнічним вимогам і встановленим стандартам.

Таким чином, ефективність подрібнення зернових кормів необхідно оцінювати як по показникам енергоємності процесу, так і по показникам якості подрібнення, які

*Науковий консультант - д. т. н., академік НААН України Тіщенко Л.М.

оцінюють відсутність цілих зерен, а також відсутність пиловидної фракції з розміром частинок менше 0,25 мм. Тому проблема зниження енергоємності і підвищення якості подрібнення зернових кормів є актуальною і потребує її вирішення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Подрібнення твердих тіл є процес їх розділення на більш менші частинки [5-7] і, не дивлячись на велику кількість способів подрібнення, в їх основі лежить одне і теж явище – виникнення в тілі при його навантаженні граничних напружень, які приводять до порушення цілісності тіла і розриванню зв'язків атомів і молекул між собою.

На тваринницьких фермах і комбикормових заводах для подрібнення зерна широко використовуються молоткові дробарки. Простота конструкцій, надійність в роботі, широкий спектр продуктивності і висока ступінь подрібнення робить їх незамінними. Однак, відмічаючи їх достоїнства не можна не виділити ряд суттєвих недоліків [8], першим із яких є високі питомі витрати енергії на процес подрібнення (15-18 кВт год/т). Другим важливим недоліком молоткових дробарок є неоднорідність гранулометричного складу кінцевого продукту (доля пиловидної фракції складає до 20%). Третім значущим недоліком є підвищене і нерівномірне зношування робочих органів (молотків і решіт). Крім того, молоткові дробарки мають значну металоємність (питома металоємність складає до 700 кг год/т).

З метою зниження енергетичних витрат Сергєєвим Н.С. [9], Абрамовим А.А. [10] Нанкою О.В. [11] запропоновані нові конструкції подрібнювачів в яких подрібнення відбувається способом різання і сколювання. Такий спосіб подрібнення зернових кормів веде до значного зниження енергоємності процесу і покращенню якості продуктів подрібнення (відсутності пиловидної фракції і прогнозованого розміру створюваних частинок корму). Однак відсутність фундаментальних досліджень процесів подрібнення зернових кормів способами різання спонукає до аналізу факторів, від яких залежить енергоємність процесу.

Постановка завдання. Метою даної роботи є аналіз результатів досліджень подрібнення рослинних матеріалів способом різання і визначення направленості фундаментальних досліджень подрібнення зернових кормів вказаним способом.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи результати досліджень з даної проблеми, необхідно загострити увагу перш за все на роботах, що в тій чи іншій мірі піднімають питання ресурсозбереження: енерговитрати процесу переробки кормів, зниження втрат кормів і збільшення їх поживної цінності.

Основними параметрами, від яких залежать енерговитрати і якість процесу подрібнення зернових кормів, є: швидкість різання, вид ріжучого інструменту і його розташування, геометричні параметри ріжучого інструменту і фізико-механічні властивості подрібнюваного матеріалу.

Одним із основних факторів, що впливають на енергоємність процесу подрібнення різанням є величина лінійної швидкості ножа в точці взаємодії з матеріалом у напрямку різання.

Результати досліджень, приведені в різних літературних джерелах, показують, що із збільшенням швидкості різання витрати енергії на процес подрібнення зменшуються. Так, Н. Е. Резник [12], Н. Ахметов [13] і Г.І. Малінов [14] вважають і експериментально доводять, що із збільшенням швидкості різання питома робота різання знижується. Крім того, Н. Ахметовим теоретично доведено, що із збільшенням швидкості різання зменшується енергія, потрібна для подрібнення.

Відповідно до характерних особливостей взаємодії між ріжучим інструментом і матеріалом в теорії різання виділяють – різання пуансоном, різцем і лезом [12, 15]. Основною відмінністю між видами різання є те, що при різанні різцем розділення відбувається попереду кромки, утвореної гранями різця, тоді як при різанні лезом

випереджаюча тріщина може мати місце тільки в особливих випадках, а нова поверхня утворюється в зоні безпосереднього контакту ріжучої кромки з матеріалом. Утворення нової поверхні матеріалу у разі дії пуансона і різця відбувається унаслідок виникнення внутрішньої дотичної напруги, тоді як в процесі різання лезом вказана поверхня утворюється під безпосереднім тиском кромки леза. Кожен з перерахованих видів різання найбільш ефективний для певних груп матеріалів.

Так, Н.Е. Резник [12] за наслідками численних досліджень встановив, що подрібнення рослинних матеріалів, до яких можна віднести і зерно злакових, найефективніше проводити за допомогою різання лезом. При цьому спостерігаються найменші витрати енергії на процес подрібнення. При подрібненні ж твердих матеріалів, найбільш ефективним видом різання є різання різцем.

Значно впливають на енергоємність процесу різання такі геометричні параметри ріжучого інструменту, як: кут заточування, кут ковзання, товщина ріжучого інструменту, зазор між кромками лез ріжучої пари.

Під кутом заточування мається на увазі кут, утворений фасками леза у його ріжучої кромки, вимірюваний в площині, перпендикулярній кромці. Основою для вибору кута заточування ножів є експериментальні дані Н.Е. Резника [12], який при подрібненні шару стебел сільськогосподарських культур встановив, що із збільшенням кута заточування ножа питома робота різання зростає. Також інтерес представляють досліди І.Ф. Василенка [16], який встановив, що при різанні з інерційним підпором, як і при підпорному різанні, спостерігається тенденція зниження зусилля різання із зменшенням кута заточування.

Важливою класифікаційною ознакою процесу різання є кут ковзання ножа. Основоположник теорії різання академік В.П. Горячкин [17] виділив два різновиди різання лезом: за допомогою нормального переміщення ріжучого інструменту і за допомогою переміщення його по двох взаємно перпендикулярним напрямкам – нормальному і дотичному, які в літературі наголошуються як статичне або нормальне різання (рубка) і ковзаюче різання (різка). Про вплив кута ковзання на енерговитрати процесу подрібнення є різні точки зору. В.А. Желіговський [18] прийшов до висновку, що найменша питома робота подрібнення має місце при рубаючій дії леза. За його даними, у міру збільшення кута ковзання питома робота зростає спочатку поволі, а після досягнення 70° все інтенсивніше. В.П. Горячкин [17] встановив, що із збільшенням кута ковзання нормальна сила для збудження процесу зменшується, особливо при значеннях кута ковзання близько 30° . Експериментальні дослідження Н.Е. Резника [12] показали, що збільшення значення кута ковзання леза в певних межах вигідно в енергетичному відношенні. Питома робота різання із збільшенням кута до 25° зменшується, а при подальшому збільшенні цього кута – зростає. За даними Н.В. Саблікова [19], для різних матеріалів питома робота має найменшу величину в межах значення кута ковзання $30\dots 50^\circ$. Подальше збільшення значення кута ковзання приводить до збільшення питомої роботи різання з прискоренням. Аналіз приведених робіт показує, що результати досліджень впливу кута ковзання на енергоємність процесу подрібнення різанням досить суперечливі і потребують додаткового дослідження і уточнення.

Товщина ножа при тонкошаровому різанні, коли частини матеріалу, що розрізають, відділяються один від одного без значного заглиблення в нього фасок леза, не має значення, оскільки основна руйнуюча дія на матеріал здійснюється кромкою леза. При товстошаровому ж різанні, коли відділення матеріалу відбувається після повного заглиблення в нього хоч би фасок і, тим більше, частини граней ножа, товщина останнього набуває істотного значення для процесу різання і, зокрема, для його енергетики. Н.Е. Резник [12] відзначає, що при різанні кукурудзи і лободи ножами завтовшки 2...8 мм отримано помітне збільшення сумарної і питомої роботи різання в 1,5

рази. Робота різання із збільшенням товщини ножа до 5 мм росте інтенсивно, а при подальшому збільшенні товщини ножа вона росте менш інтенсивно. При цьому необхідно відзначити, що ножі завтовшки менше 5 мм для подрібнення в промислових подрібнювачах використовуються мало із-за їх недостатньої міцності. У дослідженнях І.В. Сисоєва [20] також було встановлено, що потужність на привід пастовиготовлювача ПЗГ-2 із збільшенням товщини ножа зростає в прямій залежності. Так, при збільшенні товщини ножа з 4 до 16 мм потужність на привід ріжучого механізму зросла в 1,75 разів.

У значній кількості робіт експериментально встановлено великий вплив зазору в ріжучій парі на енергетику процесу різання і його якість. J.B. Liljedahl [21] при різанні стебел люцерни виявив, що для дуже гострого ножа зміна зазору від 0 до 0,4 мм не впливає на величину енергії, що витрачається, а при тупіших лезах енергія різання із збільшенням зазору помітно росте. Н.Е. Резник [12] показує, що для всіх рослинних матеріалів при збільшенні зазору питома робота різання зростає. Він відзначає, що теоретичних обґрунтувань оптимальної величини зазору між лезом і протиріжучою пластиною немає. Проте відомі причини погіршення умов різання із збільшенням зазору. При великому зазорі матеріал, що перерізається по лінії дії леза не має опори, тому створюється консоль, що згинається під дією тиску. У зв'язку з цим при значному зазорі відбувається різання з вигином матеріалу, що приводить до збільшення площі перетину матеріалу, що перерізається. Крім того, відігнута частина стебел заклинюється в зазорі між лезом і протиріжучою пластиною, що приводить до додаткових зусиль на подолання сил тертя. Тому у кожному конкретному випадку потрібно уточнювати значення зазору.

В результаті недостатньо вивченого комплексу питань подрібнення зернового корму способом різання стримуються передумови для розробки нових, ефективніших способів подрібнення на різних етапах цього процесу. Тому виникає необхідність в фундаментальних дослідженнях технологічного процесу подрібнення зернових кормів способом різання.

З фізичної точки зору, як уже відмічалось, подрібнення твердих тіл є процес його розділення на більш менші частинки і, не дивлячись на велику кількість способів подрібнення, в його основі лежить одне і теж явище – виникнення в тілі при його навантаженні граничних напружень, які приводять до порушення цілісності тіла і розриванню зв'язків атомів і молекул між собою. Процес подрібнення складається з декількох стадій: стадії пружної деформації; стадії пластичної деформації; власне подрібнення.

На стадії пружної деформації тіло під впливом прикладеної сили піддається деформації стиснення (тобто зближення елементарних частинок по горизонталі і вертикалі), при цьому розміри тіла зменшуються. При зближенні елементарних частинок зростають сили пружності, які підкоряються закону Гука, згідно якому напруга деформованого тіла пропорційна відносній деформації. З цього закону виходить, що чим більше деформація, тим більше напруження тіла.

При значній величині напруження, що перевищує межу пружності, тіло втрачає пружні властивості і починає деформуватися. Початок процесу деформації тіла знаменує початок другої стадії подрібнення – стадії пластичної деформації. Стадія закінчується після досягнення напруження, рівного межі міцності тіла. При цьому якщо продовжувати дію сили на тіло, то воно починає руйнуватися і наступає остання стадія процесу – власне подрібнення, яке характеризується тим, що для даного тіла при підвищенні межі його міцності цілісність кристалічної решітки тіла порушується.

В процесі дії прикладеної сили поверхня контакту тіла і ріжучого робочого органу змінюється і є невідомою величиною, що приводить до складної математичної задачі визначення рішення в області, конфігурація якої невідома. Задачі такого типу відносяться до контактних задач теорії пружності. Для її вирішення пропонується

розглядати контактну задачу про дію ножа у вигляді клина на пружний напівпростір. Дана фізична постановка задачі дозволить виявити характерні особливості напружено деформованого стану тіла, що подрібнюється, яке очевидно буде мати місце і для тіл кінцевого розміру.

Висновки. В результаті аналізу результатів досліджень подрібнення рослинних матеріалів способом різання встановлено, що процес подрібнення різанням зернових кормів вивчений недостатньо. До теперішнього часу немає єдиної думки про вплив таких параметрів як кут ковзання, вологість та ін. на енергоємність процесу подрібнення. Недостатність вивчення комплексу питань подрібнення зернового корму способом різання стримує створення передумов для розробки нових, ефективніших способів подрібнення на різних етапах цього процесу. Сформульована фізична постановка задачі фундаментальних досліджень подрібнення зернових кормів способом різання.

Список літератури

1. Хохрин С.Н. Корма и кормление животных [Текст] / С.Н. Хохрин. – М.: Лань, 2002. – 512 с.
2. Денисов Н.И. Производство и использование комбикормов [Текст] / Н.И. Денисов, М.Т. Тараканов. – М.: Колос, 1970. – 236 с.
3. Піщелка В.А. Стан та перспективи розвитку комбикормової галузі в Україні [Текст] / В.А. Піщанка // Ефективні корми та годівля. – 2006. №3. – С. 5-8.
4. Боярський Л.Г. Технология кормления и полноценное кормление сельскохозяйственных животных [Текст] / Л.Г.Боярський. – Ростов н/Д: Феникс, 2001. – 200 с.
5. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения [Текст] / Г.П. Черепанов. – М.: Наука, 1974. – 640 с.
6. Либовиц, Г.К. Разрушение [Текст] / Г.К. Либович. – М.: Мир, 1975. – 766 с.
7. Надаи А. Пластичность и разрушение твердых тел [Текст] / А. Надаи. – М.: Мир, 1969. – 863 с.
8. Нанка А.В. Молотковые дробилки - достоинства и недостатки [Текст] / О.В. Нанка, И.Г. Бойко // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса АПК: Доклады республиканской научно-практической конференции «Белагро-2011». – Минск: ГИВЦ Минсельхозпрома, 2012. – С. 116-121.
9. Сергеев С.Н. Центробежно-роторные измельчители фуражного зерна : автореф. дис. на соискание науч. степени док. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / С.Н. Сергеев. - Челябинск, 2008. – 42 с.
10. Абрамов А.А. Обоснование параметров и режимов работы измельчителя зерна скальвующего типа : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / А.А. Абрамов. - Ростов -на-Дону, 2006. - 20 с.
11. Нанка О.В. Шляхи зниження енергоємності подрібнення зернових кормів та підвищення якості подрібнення [Текст] / О.В. Нанка, І.Г. Бойко // Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Збірник наукових праць БНАУ. – Біла Церква: БНАУ, 2012. – Вип. 7. – С. 55-58.
12. Резник Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н. Е. Резник. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 29–32.
13. Ахметов Н. Исследование процесса резания рисовой соломы и изыскание оптимальных параметров рабочего органа измельчителя : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / Н. Ахметов. - Москва, 1971. – 20 с.
14. Малинов Г. И. Повышение энергоэффективности процесса измельчения упруговязких материалов [Текст] / Г. И. Малинов, В. Ф. Кондрашов, Т. А. Гаврилов // Новые технологии в промышленности и сельском хозяйстве: материалы I-ой всероссийской заочной научно-практической конференции. – Бийск: Международный центр технологий, 2012. – С. 232–238.
15. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм [Текст] / С. В. Мельников. – Л.: Колос, 1978. – 560 с.
16. Василенко И. Ф. Теория режущих аппаратов жатвенных машин [Текст] / И. Ф. Василенко // Труды ВИСХОМ. – 1937. – Сб. 5. – С. 7–114.
17. Горячкин В. П. Собрание сочинений. Т. 3. [Текст] / В. П. Горячкин. – М.: Колос, 1965. – 384 с.
18. Желиговский В. А. Экспериментальная теория резания лезвием [Текст] / В. А. Желиговский // Труды МИМЭСХ. – 1940. – Вып. 9. – С. 1–27.
19. Сабликов Н. В. Исследование процесса резания стеблей ножами соломосилосорезок [Текст] / Н. В. Сабликов // Труды Ташкентского института механизации сельского хозяйства. – 1957. – Вып. 6. – С. 106–149.

20. Сысоев, И. В. Исследование рабочего процесса шнекового пастоприготовителя : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / И.В.Сысоев. - Волгоград, 1965. - 20 с.
21. Liljedahl, J. B. Measurement of shearing energy / J. B. Liljedahl, G. L. Jackson, R. P. De Graff, M. E. Schroeder // *Agricultural Engineering*. – 1961. – № 6. – PP. 298–301.

Nanka Oleksandr, PhD tech. sci.

Petro Vasilenko Kharkiv national technical university of agriculture, m. Kharkiv, Ukraine

Directions of increasing grinding down of corn forages efficiency process

The purpose of this work is results of grinding down of vegetable materials by the method of cutting researches analysis and way of fundamental grinding down of corn forages researches by the indicated method determination.

From the physical point of view for solids grinding down there is a process of it is dividing into more or less particles and in spite of plenty of grinding down methods, in it is basis one lies and also the phenomenon is an origin in a body at it is loading of maximum tensions which bring to integrity bodies violation of over and to the laceration of atoms connections and molecules between itself. The grinding down process consists of a few stages: stages of resilient deformation; stages of flowage; own grinding down. As an analysis results of grinding down of vegetable materials researches, in particular stem, it is set a cutting method, that the grinding down of corn forages cutting process is studied not enough. To the present tense there is not the unique idea about influence of such parameters as sliding corner, humidity but other on power-hungryness of grinding down process. Creation of pre-conditions restrains insufficiency of complex of questions of grinding down of corn forage a cutting method for development of new, more effective methods of grinding down on the different stages of this process study. The physical raising of task of fundamental corn forages grinding down is formulated by a cutting method researches.

grinding down, corn forages, cutting process, power-hungryness

Одержано 05.11.15

УДК 658.631.3

А.М. Тригуба, доц., канд. техн. наук, П.М. Луб, доц., канд. техн. наук,

А.О. Шарибура, доц., канд. техн. наук

Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна, pollylub@ukr.net

Результати дослідження агрометеорологічних причин ризику у проектах технологічних систем вирощування сільськогосподарських культур¹

Узагальнено результати досліджень впливу агрометеорологічних умов на темпи робіт у проектах технологічних систем вирощування сільськогосподарських культур.

Означено вплив агрометеорологічних умов на темпи виконання робіт у проектах технологічних систем із вирощування культурних рослин. Виконано дослідження та узагальнено їх результати щодо впливу агрометеорологічних умов на стан предмету праці. На цій підставі встановлено тривалість проміжків часу, за яких виконання робіт у проектах весняного обробітку ґрунту та сівби, хімічного захисту та збирання врожаю сільськогосподарських культур було можливим. Наведено статистичні характеристики тривалості погожих та непогожих проміжків часу, обґрунтовано їх теоретичний розподіл та представлено диференціальні функції розподілу.

© А.М. Тригуба, П.М. Луб, А.О. Шарибура, 2015

¹ Дослідження виконувались під керівництвом член-кор. НААН України, проф., д.т.н. О.В. Сидорчука, Національний науковий центр «ІМЕСГ», смт. Глеваха

20. Сысоев, И. В. Исследование рабочего процесса шнекового пастоприготовителя : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / И.В.Сысоев. - Волгоград, 1965. - 20 с.
21. Liljedahl, J. B. Measurement of shearing energy / J. B. Liljedahl, G. L. Jackson, R. P. De Graff, M. E. Schroeder // *Agricultural Engineering*. – 1961. – № 6. – PP. 298–301.

Nanka Oleksandr, PhD tech. sci.

Petro Vasilenko Kharkiv national technical university of agriculture, m. Kharkiv, Ukraine

Directions of increasing grinding down of corn forages efficiency process

The purpose of this work is results of grinding down of vegetable materials by the method of cutting researches analysis and way of fundamental grinding down of corn forages researches by the indicated method determination.

From the physical point of view for solids grinding down there is a process of it is dividing into more or less particles and in spite of plenty of grinding down methods, in it is basis one lies and also the phenomenon is an origin in a body at it is loading of maximum tensions which bring to integrity bodies violation of over and to the laceration of atoms connections and molecules between itself. The grinding down process consists of a few stages: stages of resilient deformation; stages of flowage; own grinding down. As an analysis results of grinding down of vegetable materials researches, in particular stem, it is set a cutting method, that the grinding down of corn forages cutting process is studied not enough. To the present tense there is not the unique idea about influence of such parameters as sliding corner, humidity but other on power-hungryness of grinding down process. Creation of pre-conditions restrains insufficiency of complex of questions of grinding down of corn forage a cutting method for development of new, more effective methods of grinding down on the different stages of this process study. The physical raising of task of fundamental corn forages grinding down is formulated by a cutting method researches.

grinding down, corn forages, cutting process, power-hungryness

Одержано 05.11.15

УДК 658.631.3

А.М. Тригуба, доц., канд. техн. наук, П.М. Луб, доц., канд. техн. наук,

А.О. Шарибура, доц., канд. техн. наук

Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна, pollylub@ukr.net

Результати дослідження агрометеорологічних причин ризику у проектах технологічних систем вирощування сільськогосподарських культур¹

Узагальнено результати досліджень впливу агрометеорологічних умов на темпи робіт у проектах технологічних систем вирощування сільськогосподарських культур.

Означено вплив агрометеорологічних умов на темпи виконання робіт у проектах технологічних систем із вирощування культурних рослин. Виконано дослідження та узагальнено їх результати щодо впливу агрометеорологічних умов на стан предмету праці. На цій підставі встановлено тривалість проміжків часу, за яких виконання робіт у проектах весняного обробітку ґрунту та сівби, хімічного захисту та збирання врожаю сільськогосподарських культур було можливим. Наведено статистичні характеристики тривалості погожих та непогожих проміжків часу, обґрунтовано їх теоретичний розподіл та представлено диференціальні функції розподілу.

© А.М. Тригуба, П.М. Луб, А.О. Шарибура, 2015

¹ Дослідження виконувались під керівництвом член-кор. НААН України, проф., д.т.н. О.В. Сидорчука, Національний науковий центр «ІМЕСГ», смт. Глеваха

Врахування системних особливостей проектів під час обґрунтування управлінських рішень щодо параметрів відповідного технічного оснащення є важливою передумовою підвищення їх ефективності.

агрометеорологічні умови, ґрунт, сільськогосподарські культури, ризик, проекти, управління

А.М. Тригуба, доц., канд. техн. наук, П.М. Луб, доц., канд. техн. наук, А.О. Шарибура, доц., канд. техн. наук

Львовский национальный аграрный университет, г. Дубляны, Украина

Результаты исследования агрометеорологических причин риска в проектах технологических систем выращивания сельскохозяйственных культур

Обобщены результаты исследований влияния агрометеорологических условий на темпы работ в проектах технологических систем выращивания сельскохозяйственных культур.

Отмечено влияние агрометеорологических условий на темпы выполнения работ в проектах технологических систем из выращивания культурных растений. Выполнено исследование и обобщены их результаты относительно влияния агрометеорологических условий на состояние предмета труда. На этом основании установлена длительность промежутков времени, для которых выполнение работ в проектах весеннего возделывания почвы и сева, химической защиты и уборки урожая сельскохозяйственных культур было возможным. Приведены статистические характеристики длительности погожих и ненастных промежутков времени, обоснованно их теоретическое распределение и представлены дифференциальные функции распределения.

Учет системных особенностей проектов во время обоснования управленческих решений относительно параметров соответствующей технической оснастки является важной предпосылкой повышения их эффективности.

агрометеорологические условия, почва, сельскохозяйственные культуры, риск, проекты, управление

Постановка проблеми. Виконання робіт у проектах механізованого вирощування сільськогосподарських культур значним чином зумовлене впливом агрометеорологічних умов на стан предмету праці. Мінливість та некерованість дії цієї складової проектного середовища є причиною виникнення технологічного ризику. На практиці ж, для ефективного управління цими проектами, менеджеру доводиться здійснювати моніторинг стану предмету праці та проектного середовища, виконувати аналіз і прогнозування тенденцій їх розвитку, а також приймати управлінські рішення щодо часу, темпів та структури відповідних технологічних операцій. Ефективність цих рішень значним чином залежить від запропонованих реакцій на технологічний ризик, а відтак потребує виконання відповідних управлінських функцій з управління цим ризиком: ідентифікації, кількісного оцінення, розвинення реакцій на ризик та контроль за ними [3].

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав, що на сьогодні питання впливу агрометеорологічної складової проектного середовища на ефективність відповідних проектів рільництва розглядалося неодноразово. Проте, всі вони розглядали вплив агрометеорологічних умов тільки на певних етапах реалізації проектів вирощування сільськогосподарських культур: 1) підготовки ґрунту [1, 4]; 2) хімічного захисту посівів [7]; 3) збирання [2, 6]. Аналіз наукових положень викладених у цих працях свідчить про вагомість впливу технологічного ризику на ефективність відповідних проектів, однак означення вагомості дії агрометеорологічних умов на різних етапах їх реалізації потребує ще систематизації.

Постановка завдання. Метою статті є узагальнити результати дослідження характеристик впливу агрометеорологічних умов на темпи виконання робіт у проектах вирощування сільськогосподарських культур.

Виклад основного матеріалу. Ефективність проектів вирощування сільськогосподарських культур зумовлюється впливом багатьох груп чинників [5], проте труднощі, що виникають під час їх реалізації (у відкритому ґрунті), насамперед пов'язані з тим, що перетворення предмету праці (ґрунту, або рослини) відбуваються під дією

мінливих та некерованих складових зовнішнього середовища впродовж усього періоду росту та розвитку культурних рослин. Некерованою основою цих перетворень є агрометеорологічні умови. Неврахування особливостей мінливого впливу цих умов на стан предмету праці та темпи його якісного перетворення може привести до прийняття помилкових рішень щодо структури відповідних робіт (технологічних операцій) та термінів їх виконання, а відтак і до невідповідності стану предметних умов вимогам сільськогосподарських культур щодо умов їх продуктивного росту та розвитку.

Щороку сільськогосподарські підприємства реалізують проекти із вирощування сільськогосподарських культур. Життєвий цикл цих проектів, в залежності від механізованих процесів, що у них виконуються, можна поділити на три головних етапи: підготовка ґрунту та сівба, догляд за посівами та збирання врожаю. Перехід між цими етапами відображається сутністю технологічного впливу на предмет праці та зміною завдань відповідних робіт, змісту та часу їх виконання тощо.

Агрометеорологічні умови є визначальними для встановлення погожих та непогожих проміжків часу, а також природно дозволеного фонду часу на виконання множини відповідних робіт у проектах. Поява непогожих проміжків впродовж відповідного періоду робіт у проектах призводить до "видовження" термінів їх виконання, а відтак і до запізненням із якісними перетвореннями стану предмету праці. Що позначається на узгодженості продуктивного росту та розвитку рослини із динамікою агрометеорологічних умов та, зокрема, зміні вологості, температури, інтенсивності процесів росту та розвитку культур, мікробіологічних процесів формування поживних речовин у ґрунті тощо, що у кінцевому результаті впливає на зниження врожайності культури, а відтак призводить до технологічного ризику у проектах.

Виходячи із наведеного, зрозуміло що впродовж реалізації зазначених проектів предмет праці на кожному із його етапів може змінюватися. У цьому разі перед менеджером постає завдання щодо ідентифікації умов проектного середовища та постійного моніторингу саме тих агрометеорологічних складових прояв яких зумовлює зміну якісного стану предмету праці та є причиною технологічного ризику (табл. 1).

Таблиця 1 – Вагомість впливу агрометеорологічної складової проектного середовища на різних етапах вирощування сільськогосподарських культур

Етапи	Предмет праці	Агрометеорологічна складова			
		Опади	Роса	Температура повітря	Швидкість руху повітря
Підготовка ґрунту та сівба	Ґрунт	+	-	-	-
Догляд за посівами	Ґрунт	+	-	-	-
	Рослина	+	+	+	+
Збирання	Ґрунт	+	-	-	-
	Рослина	+	+	-	-

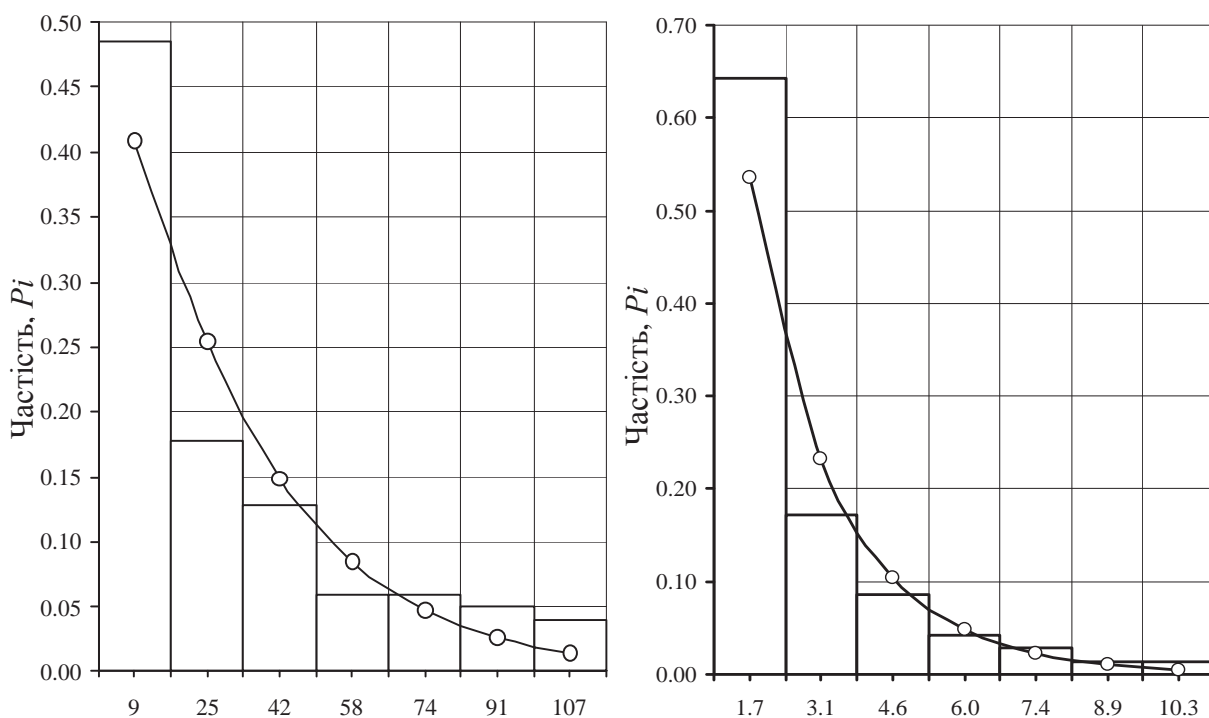
Слід зазначити, що вагомість дії тих чи інших агрометеорологічних умов для різних етапів реалізації згаданих проектів є різною. Це зумовлене властивостями та вимогами предмету праці, особливостями його якісного перетворення та фізичним ефектом, який покладено в основу того чи іншого виду перетворення за допомогою відповідних робочих органів сільськогосподарських машин (технічного оснащення проектів). Зокрема, важливою умовою досягнення якісного обробітку ґрунту є виконання робіт за фізичної стиглості ґрунту, операцію сівби ярих культур слід починати за умови прогрівання посівного шару до відповідної температури, хімічний

захист рослин обприскуванням за відповідних значень температури, швидкості руху повітряних мас, наявності опадів та роси, обертання трести льону-довгунцю під час його збирання необхідно здійснювати за відносної вологості до 60% (а формування стрічки в рулони – не більше 18%), збирання зернових культур необхідно виконувати у проміжках часу між зникненням й виникненням роси та за умови дефіциту вологості повітря – 4гПа, збирання цукрових буряків до моменту виникнення заморозків (-5°C) в осінній період і т.д.

Зокрема, використання ретроспективних даних Яворівської метеорологічної станції, що у Львівській області (журнали спостережень КМ-1, КМ-3 та ТСХ-6), дало змогу сформувати базу початкових даних для кількісного оцінення тривалості погожих (t_{mn}) та непогожих (t_{nn}) проміжків впродовж виконання згаданих процесів вирощування сільськогосподарських культур. Опрацювання сформованих рядів емпіричних даних за допомогою методів математичної статистики дало змогу встановити теоретичний розподіл цих випадкових величин (рис.1).

Застосування критерію χ^2 Пірсона для перевірки близькості емпіричного та теоретичного розподілів переконує у справедливості висунутої гіпотези про закон Вейбулла-Гніденка, яким описуються випадкові величини t_{mn} та t_{nn} . Диференціальні функції розподілів наведені у табл. 2.

Цінність отриманих статистичних закономірностей полягає у можливості відображення ймовірнісного впливу агрометеорологічних умов на темпи виконання множини відповідних механізованих технологічних процесів, оцінити їх своєчасність, а відтак і ефективність технічного оснащення проектів.



а) Тривалість погожого проміжку t_{mn} , дів б) Тривалість непогожого проміжку t_{nn} , дів

Рисунок 1 – Гістограма та теоретична крива розподілу тривалості погожих (а) та непогожих (б) проміжків на етапі виконання обробітку ґрунту та сівби культур у весняний період (Вейбулла)

Таблиця 2 – Диференціальні функції розподілів погожих та непогожих проміжків для окремих етапів проектів вирощування сільськогосподарських культур (Вейбулла)

Етапи	Проміжки часу	Диференціальна функція розподілу	Оцінки статист. хар-к	
			$\bar{M}[t]$	$\bar{v}[t]$
Обробіток ґрунту та сімба	Погожі	$f(t_n) = 0,0349 \cdot \left(\frac{t_n - 1}{30,512}\right)^{0,064} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t_n - 1}{30,512}\right)^{1,064}\right]$	30,91	0,95
	Непогожі	$f(t_n) = 0,554 \cdot \left(\frac{t_n - 1}{1,743}\right)^{-0,035} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t_n - 1}{1,743}\right)^{0,965}\right]$	2,77	1,04
Догляд за посівами	Погожі	$f(t_n) = 0,303 \cdot \left(\frac{t_n - 1}{3,667}\right)^{0,113} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t_n - 1}{3,667}\right)^{1,113}\right]$	4,53	0,91
	Непогожі	$f(t_n) = 0,712 \cdot \left(\frac{t_n - 1}{1,622}\right)^{0,154} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t_n - 1}{1,622}\right)^{1,154}\right]$	2,54	0,87
Збирання врожаю	Погожі	$f(t_n) = 0,25 \cdot \left(\frac{t_n - 1}{4,14}\right)^{0,05} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t_n - 1}{4,14}\right)^{1,05}\right]$	5,07	0,95
	Непогожі	$f(t_n) = 0,4 \cdot \left(\frac{t_n - 1}{2,03}\right)^{0,23} \cdot \exp\left[-\left(\frac{t_n - 1}{2,03}\right)^{1,23}\right]$	2,89	0,82

Таким чином, розроблення методів та моделей, що дають змогу врахувати специфіку впливу агрометеорологічних умов на стан предмету праці рільництва та тенденції його зміни, а також формування природно зумовленого фонду часу на виконання відповідних робіт є важливим етапом розроблення статистичних імітаційних моделей віртуальних проектів і оцінення на їх підставі ефективності управлінських рішень щодо реакцій на технологічний ризик.

Висновки: Проекти вирощування сільськогосподарських культур характеризуються технологічним ризиком, некеровані причини виникнення якого зумовлені впливом агрометеорологічних умов на стан предмету праці. Сільськогосподарські культури об'єктивно формують вимоги до умов їх вирощування. Задоволення цих вимог здійснюється на підставі узгодження окремих технологічних операцій, щодо якісного перетворення предмету праці, із дією агрометеорологічних умов. Однак, на різних етапах реалізації зазначених проектів вагомість впливу окремих складових агрометеорологічних умов на предмет праці, а відтак і на перебіг відповідних робіт, є змінною. Врахування цієї системної особливості під час обґрунтування управлінських рішень щодо виконання відповідних робіт у проектах є важливою передумовою зниження їх технологічного ризику.

Список літератури

1. Луб П.М. Обґрунтування параметрів комплексу ґрунтообробних машин сільськогосподарського підприємства : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” [Текст] / П.М. Луб. – Львів, 2006. – 20 с.
2. Панюра Я.Й. Методи та моделі управління змістом та часом у проектах збирання зернових культур :

- автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” [Текст] / Я.Й. Панюра. – Львів, 2010. – 20 с.
3. Руководство к своду знаний по управлению проектами (руководство РМВОК) четвертое издание : [пер. з англ.] / Project Management Institute, Inc. Newtown Square, Pennsylvania 19073-3299 USA, 2008. – 496 с.
 4. Саченко В.І. Обґрунтування параметрів та умов роботи багатоопераційної ґрунтообробно-посівної машини до тракторів класу 1,4 : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” [Текст] / В.І. Саченко. – Львів, 2007. – 20 с.
 5. Сидорчук О. В. Інженерний менеджмент: системотехніка виробництва [Текст] : навч. посіб. / О. В. Сидорчук, С. Р. Сенчук. – Львів : Львів. ДАУ, 2006. – 127 с.
 6. Шарибура А.О. Управління змістом та часом у проектах з технологічним ризиком (стосовно збирання льону-довгунця) : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” [Текст] / А.О. Шарибура. – Львів, 2010. – 20 с.
 7. Шолудько П.В. Системно-подієві засади планування проектів захисту рослин обприскуванням : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” [Текст] / П.В. Шолудько. – Львів, 2011. – 20 с.

Anatolii Tryguba, Assos. Prof., PhD tech. sci., Pavlo Lub, Assos. Prof., PhD tech. sci., Andriy Sharybura, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Lviv national agrarian university, Dublyany, Ukraine

The research results of agricultural meteorology risk reasons of agricultural production projects

The researches results of agricultural meteorology terms influence on the rates of works in the technological systems of agricultural plants growing projects are generalized.

The influence of agricultural meteorology terms on the rates of works implementation in the technological systems of agricultural plants growing projects is marked. Research is executed and their results are generalized in relation to influence of agricultural meteorology terms on the state of the plants. On that case the duration of time intervals is set for which implementation of works in the projects of spring soil-tillage and sowing, chemical defence and harvesting of plants was possible. The statistical descriptions of duration of fine and inclement intervals of time are brought. The theoretical distribution and the differential functions of distribution are presented.

Take into account the system features of projects during the ground of management decisions in relation to the parameters of the corresponding technical rigging is important pre-condition of increase of their efficiency.

agrometeorological conditions, soil, crops, risks, projects management

Одержано 09.11.15

УДК 631.348.45

П.В. Шолудько, канд. техн. наук, І.Л. Тригуба, канд. с.-г. наук

*Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна,
p.ivankiv@gmail.com*

Ситуаційне планування механізованих технологічних операцій у рослинництві

Розроблена програма та алгоритм оцінки вибору машинних агрегатів за багатьма критеріями методом Паретто, які можуть бути реалізовані в умовах конкретного господарства незалежно від структури земельних угідь, посівних площ, технічної оснащеності. Адекватність розробленої моделі перевірена в умовах реального господарства.

ситуаційне планування, технологічні операції, рослинництво, машинно-тракторний агрегат, ефективність

© П.В. Шолудько, І.Л. Тригуба, 2015

- автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” [Текст] / Я.Й. Панюра. – Львів, 2010. – 20 с.
3. Руководство к своду знаний по управлению проектами (руководство РМВОК) четвертое издание : [пер. з англ.] / Project Management Institute, Inc. Newtown Square, Pennsylvania 19073-3299 USA, 2008. – 496 с.
 4. Саченко В.І. Обґрунтування параметрів та умов роботи багатоопераційної ґрунтообробно-посівної машини до тракторів класу 1,4 : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.11 „Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” [Текст] / В.І. Саченко. – Львів, 2007. – 20 с.
 5. Сидорчук О. В. Інженерний менеджмент: системотехніка виробництва [Текст] : навч. посіб. / О. В. Сидорчук, С. Р. Сенчук. – Львів : Львів. ДАУ, 2006. – 127 с.
 6. Шарибура А.О. Управління змістом та часом у проектах з технологічним ризиком (стосовно збирання льону-довгунця) : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” [Текст] / А.О. Шарибура. – Львів, 2010. – 20 с.
 7. Шолудько П.В. Системно-подієві засади планування проектів захисту рослин обприскуванням : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.22 „Управління проектами та програмами” [Текст] / П.В. Шолудько. – Львів, 2011. – 20 с.

Anatolii Tryguba, Assos. Prof., PhD tech. sci., Pavlo Lub, Assos. Prof., PhD tech. sci., Andriy Sharybura, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Lviv national agrarian university, Dublyany, Ukraine

The research results of agricultural meteorology risk reasons of agricultural production projects

The researches results of agricultural meteorology terms influence on the rates of works in the technological systems of agricultural plants growing projects are generalized.

The influence of agricultural meteorology terms on the rates of works implementation in the technological systems of agricultural plants growing projects is marked. Research is executed and their results are generalized in relation to influence of agricultural meteorology terms on the state of the plants. On that case the duration of time intervals is set for which implementation of works in the projects of spring soil-tillage and sowing, chemical defence and harvesting of plants was possible. The statistical descriptions of duration of fine and inclement intervals of time are brought. The theoretical distribution and the differential functions of distribution are presented.

Take into account the system features of projects during the ground of management decisions in relation to the parameters of the corresponding technical rigging is important pre-condition of increase of their efficiency.

agrometeorological conditions, soil, crops, risks, projects management

Одержано 09.11.15

УДК 631.348.45

П.В. Шолудько, канд. техн. наук, І.Л. Тригуба, канд. с.-г. наук

*Львівський національний аграрний університет, м. Дубляни, Україна,
p.ivankiv@gmail.com*

Ситуаційне планування механізованих технологічних операцій у рослинництві

Розроблена програма та алгоритм оцінки вибору машинних агрегатів за багатьма критеріями методом Паретто, які можуть бути реалізовані в умовах конкретного господарства незалежно від структури земельних угідь, посівних площ, технічної оснащеності. Адекватність розробленої моделі перевірена в умовах реального господарства.

ситуаційне планування, технологічні операції, рослинництво, машинно-тракторний агрегат, ефективність

© П.В. Шолудько, І.Л. Тригуба, 2015

П.В. Шолудько, канд. техн. наук, И.Л. Трыгуба, канд. с.-х. наук
Львовский национальный аграрный университет, г. Дубляны, Украина

Ситуационное планирование механизированных технологических операций в растениеводстве

Разработана программа и алгоритм оценки выбора машинных агрегатов по многим критериям методом Паретто, которые могут быть реализованы в условиях конкретного хозяйства независимо от структуры земельных угодий, посевных площадей, технической оснащенности. Адекватность разработанной модели проверена в условиях реального хозяйства.

ситуационное планирование, технологические операции, растениеводство, машинно-тракторный агрегат, эффективность

Постановка проблеми. Питання ситуаційного планування механізованих технологічних операцій у рослинництві, оцінки технологій, технічних засобів, результати вибору агрегатів є досить актуальним на даний час.

Становлення нових виробничих відносин, наростання екологічної напруженості, гострий дефіцит енергетичних і багатьох технічних ресурсів вимагають якісних змін у проектуванні механізованих технологічних операцій, обґрунтуванні вибору технічних засобів для конкретних умов. Потрібно забезпечити системну єдність техніки, технологій та природно-виробничих умов, знизити негативні наслідки машинних технологій, розвивати ресурсощадність технологічних операцій та процесів. При цьому досить часто перед інженерами сільськогосподарських підприємств, що займаються виробництвом рослинницької продукції, виникають задачі ситуаційного планування, які вирішуються інтуїтивно, що призводить до помилкових рішень. Отже, існує потреба розроблення інструментарію для ситуаційного планування механізованих технологічних операцій у рослинництві, що є досить актуальним на даний час.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Вибір складу машинно-тракторного агрегату (МТА) є однією із задач ситуаційного планування механізованих технологічних операцій у рослинництві. Враховуючи різноманітність умов і велику кількість технологічних операцій, число комбінацій машинно-тракторних агрегатів може становити значну кількість варіантів. Тому, навіть невеликий ефект від окремих механізованих технологічних операцій у сукупності суттєво впливає на економічні показники виробництва рослинницької продукції.

Системний підхід до ситуаційного планування часто викликає необхідність застосовувати для оцінки альтернативних варіантів використання МТА декількох критеріїв. Це обумовлено тим, що дерево цілей на нижньому рівні може мати ряд підцілей, що не зводяться до однієї (наприклад, підвищити продуктивність МТА і показник екологічності виконання операцій) цілі [1]. Окрім того, кожна ціль може оцінюватись кількома частковими критеріями.

Проблема полягає в тому, що кожен із узагальнених критеріїв досягає свого кращого значення при різних поєднаннях характеристик системи. Можлива також наявність суперечливих критеріїв, коли зміна характеристик системи з метою покращення одного з них викликає погіршення іншого. Побудова єдиної шкали для оцінки всієї сукупності критеріїв, що мають різний фізичний зміст, викликає значні труднощі [1].

Постановка завдання. Метою даної роботи є розробка інструментарію для ситуаційного планування механізованих технологічних операцій рослинництва.

Виклад основного матеріалу. Кількість альтернативних варіантів складу МТА стосовно машинно-тракторного парку (МТП) конкретного господарства, як правило, невелика. Тому планування складу агрегату доцільно розглядати як задачу вибору раціонального варіанта МТА з кінцевої множини можливих для конкретного парку. У загальному вигляді цю задачу можна сформулювати так: у господарстві із заданими природно-виробничими умовами потрібно виконати певну технологічну операцію. Обґрунтувати раціональний склад МТА, виходячи з наявного парку техніки, який

забезпечить своєчасно виконання заданого обсягу робіт з мінімально можливими експлуатаційними витратами, дотриманням вимог щодо якості, екологічності та безпечності робіт.

Під час вибору оптимального складу техніки для виконання механізованих технологічних операцій потрібно враховувати критерії корисності (продуктивність, якість операцій), затрат ресурсів, рівня шкідливих наслідків від цих операцій. Це означає, що під час ситуаційного планування раціонального складу МТА для виконання технологічної операції (S_o) потрібно розв'язувати багатокритеріальну задачу типу [2]:

$$S_o = \langle S, U, H, \varphi \rangle, \quad (1)$$

де S_o – множина варіантів характеристик системи, що оцінюється;

U – множина критеріїв, за якими оцінюється система;

H – система пріоритетів, які задає особа, що приймає рішення (ОПР) вибору МТА із множини варіантів S ;

φ – сценарій розв'язку, який вибирається із множини варіантів S із заданою системою пріоритетів H .

Множина критеріїв U включає:

– критерії корисності, які для більшості механізованих операцій у рослинництві є функцією продуктивності W і якості робіт Q :

$$K = f_1(W, Q); \quad (2)$$

– критерії сукупних затрат:

$$S = f_2(S_i) = \sum_t \sum_i S_{it}, i = 1, \dots, n, t \in T, \quad (3)$$

де S_{it} – i -та складова затрат коштів на t -му етапі життєвого циклу системи;

– критерії шкідливих наслідків:

$$E_{us} = f_3(E_n, E_r, E_c), \quad (4)$$

де E_n – сукупні витрати непоновлюваної енергії при виконанні технологічної операції;

E_r, E_c – відповідно енергетичний вираз негативних наслідків щодо ґрунту і середовища.

Під час розв'язання задач ситуаційного планування технологічних операцій у рослинництві, критеріями вибору МТА можуть бути: узагальнений показник якості виконання робіт, продуктивність МТА, ресурсомісткість операції, узагальнений показник шкідливих наслідків від виконання операції [4]. Інколи замість ресурсомісткості, як критерій можуть виступати прямі або приведені витрати коштів, які корелюють з ресурсомісткістю.

Розглянемо приклад ситуаційного планування складу МТА для сівби зернових культур за критеріями продуктивності W , витрати пального q і шкідливих наслідків – ущільнення ґрунту, що виражається через роботу на утворення колії агрегатів A_f :

$$A_f = P_f \cdot L_s = \frac{10^4 (\eta_e \cdot f_{mp} \cdot G_{mp} + \sum f_{Mj} \cdot G_{Mj})}{B_p}, \quad (5)$$

де A_f – робота на утворення колії, Дж/га;

P_f – складова сили опору кочення, що викликає деформацію ґрунту, Н;

L_s – пройдений шлях агрегатом на 1 га, м/га;

η_e – коефіцієнт, що враховує внутрішні втрати енергії у ходовій системі тракторів.

Для колісних тракторів його величина залежить від тиску в шинах і є близькою до 1 ($\eta_{екол} = 0,98$), для гусеничних – ($\eta_{егус} = 0,90 - 0,93$);

f_{mp}, f_{mj} – відповідно коефіцієнти опору кочення трактора та j -ї машини в агрегаті (в т. ч. зчіпки);

G_{mp}, G_{mj} – відповідно експлуатаційна вага трактора і j -ї машини агрегату, Н;

B_p – ширина захвату агрегату, м.

Кількість варіантів виконання технологічних операцій у рослинництві обмежується наявними у господарстві технічними засобами, характеристиками полів, агротехнічними і екологічними вимогами (наприклад, тиском ходових систем на ґрунт). Параметри вихідних варіантів наведені в таблиці 1. З числа можливих варіантів складу МТА потрібно сформуванати вихідну множину, з якої буде зроблений остаточний вибір.

Формування вихідної множини альтернативних варіантів комплектування МТА доцільно здійснювати із використанням методу Паретто [1]. Суть методу полягає в виявленні варіантів, що за прийнятими критеріями домінують над іншими, а також варіантів, над якими немає домінування.

При цьому варіант А домінує над В ($A \succ B$), якщо значення його критеріїв U_i^A є кращими або еквівалентними у порівнянні з відповідними критеріями U_i^B ($U_i^A \succ U_i^B$), хоча б за одним критерієм варіант А має чітку перевагу над В, тобто $U_i^A \succ U_i^B$. Знак переваги відображає систему пріоритетів. Знак (\succ) означає відношення “домінує над”, знак (\succ) – відношення “переважає” (рис. 1) [6].

Таблиця 1 – Характеристики варіантів машинно-тракторних агрегатів (МТА)

№ з/п	Варіант складу МТА	W, га	q, кг/га	A _f , МДж/га
1	К-701 + СП-16 + 4СЗ-3,6	41,1	4,1	28,42
2	Т-150К + СП-11 + 3СЗ-3,6	34,7	3,3	23,61
3	Т-150 + СП-11 + 3СЗ-3,6	38,5	2,9	17,85
4	ДТ-75М + СП-11 + 3СЗ-3,6	32,7	2,6	16,93
5	Т-70С + СП-16* + 2СЗ-3,6	20,0	2,4	18,43
6	МТЗ-80 + СП-16* + 2СЗ-3,6	19,2	2,7	19,85

* – в даних МТА використовують центральну секцію зчіпки СП-16

Якщо критерій виражений кількісно і покращення варіанту відповідає його збільшенню, то знак переваги відповідає знаку “більше”, якщо зменшенню – то знаку “менше”.

Нами розроблений алгоритм (блок-схему якого подано на рис. 2) та комп’ютерна програма у середовищі Microsoft FoxPro for Windows). За допомогою цієї програми здійснюється вибір із необмеженої кількості вихідних варіантів за незалежними критеріями.

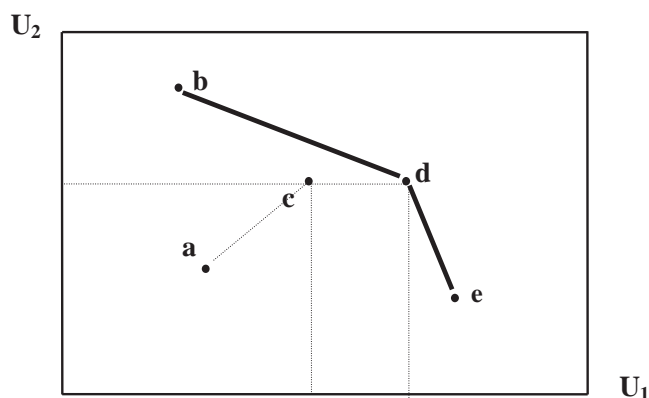


Рисунок 1 – Формування множини Паретто за двома критеріями: $d \succ c \succ a$; над варіантами b і e – немає домінуючих варіантів. Множина Паретто – $\{b, d, e\}$

Джерело: розроблено на підставі [4, с.92-98]

Результати ситуаційного планування механізованих технологічних операцій видаються на дисплей, на друк та існує можливість їх зберегти у файл. У наведеному вище прикладі на друк буде видано наступні результати багатокритеріального вибору МТА (табл. 2).

Таблиця 2 – Результати багатокритеріального вибору МТА за методом Паретто

№ п/п	Варіант складу МТА	W, га	q, кг/га	A _f , МДж/га
1	T-150K + СП-11 + ЗСЗ-3,6	34,7	3,3	23,61
2	ДТ-75М + СП-11 + ЗСЗ-3,6	32,7	2,6	16,93
3	T-70С + СП-16* + 2СЗ-3,6	20,0	2,4	18,43

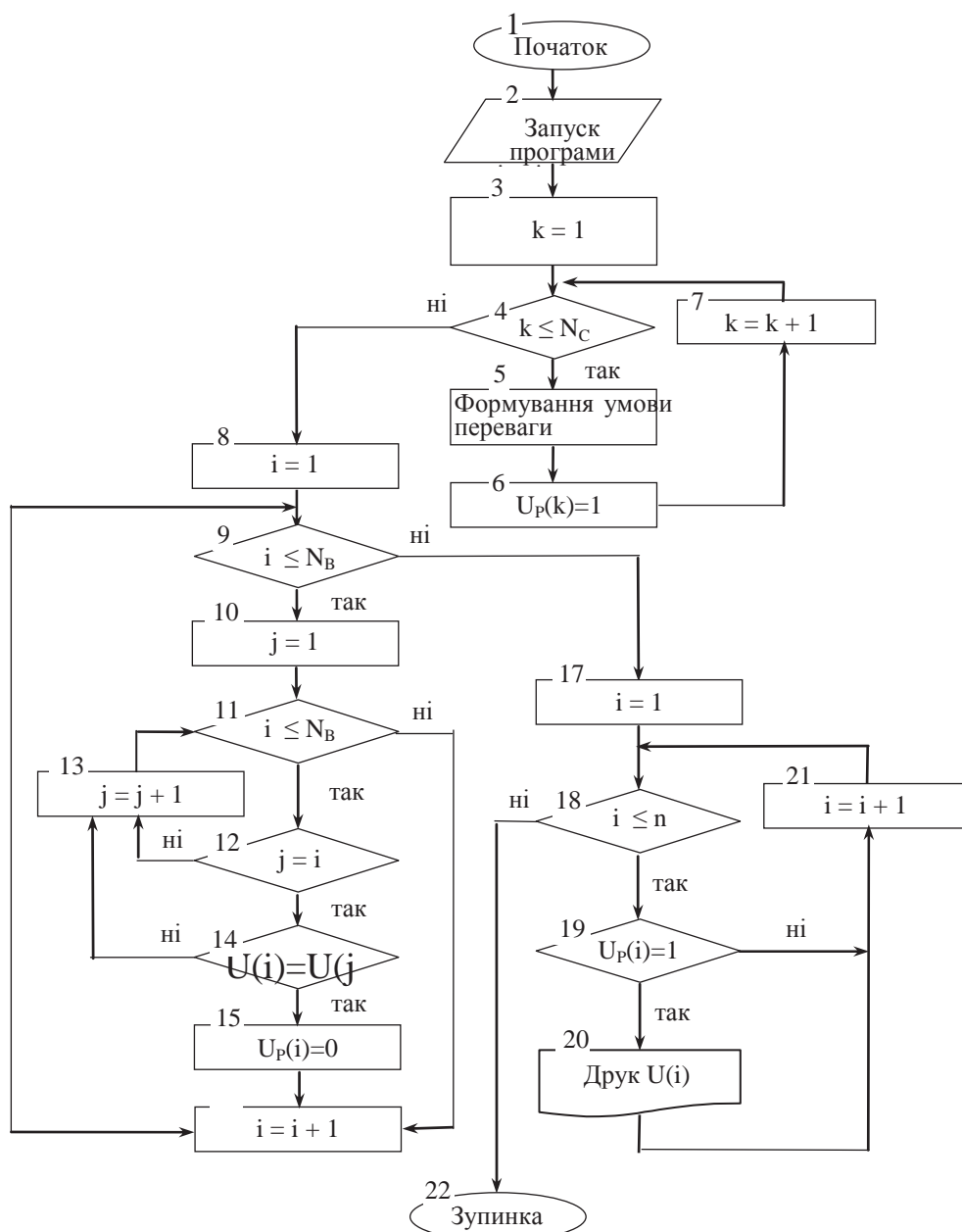


Рисунок 2 – Блок-схема алгоритму ситуаційного планування; i, k, j – лічильники циклів; N_B, N_C – відповідно число варіантів та критеріїв; U, U_p – відповідно вихідна множина та множина Паретто

Джерело: розроблено автором

Висновки. Виконаний аналіз наукових праць стосовно ситуаційного планування та вибору ефективних машинно-тракторних агрегатів для виконання технологічних операцій у рослинництві свідчить про те, що вони мають низку недоліків і не враховуються можливості використання декількох критеріїв. Запропонований підхід до ситуаційного планування механізованих технологічних операцій у рослинництві базується на методі Паретто і дає можливість здійснити багатокритеріальний вибір машинно-тракторних агрегатів для виконання технологічних операцій. Встановлено, що критеріями вибору машинно-тракторних агрегатів для виконання технологічних операцій є узагальнений показник якості виконання робіт, їх продуктивність, ресурсомісткість операції, узагальнений показник шкідливих наслідків від виконання операції. Розроблені алгоритм та програмне забезпечення ситуаційного планування механізованих технологічних операцій у рослинництві забезпечать можливість безпомилкового прийняття управлінських рішень стосовно вибору машинно-тракторних агрегатів для виконання технологічних операцій незалежно від природно-кліматичних умов господарств та наявного у них складу машинно-тракторного парку.

Список літератури

1. Нагірний Ю. П. Аналіз технологічних систем і обґрунтування рішень [Текст] / Ю. П. Нагірний, І. М. Бендера, С. Ф. Вольвак // За ред. Ю. П. Нагірного. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О. В., 2013. – 264 с.
2. Аналіз технологічних систем і обґрунтування рішень. Практикум [Текст] : навч. посіб. / [Ю. П. Нагірний, І. М. Бендера, С. Ф. Вольвак та ін.]. – Кам'янець-Подільський : ФОП Сисин О. В., 2013. – 240 с.
3. Павліський В. М. Проектування технологічних систем рослинництва [Текст] : навч. посіб. / Павліський В. М., Ю. П. Нагірний, Мельник І. І. – Тернопіль : Збруч, 2003. – 264 с.
4. Типові задачі машиновикористання в землеробстві [Текст] : навч. посіб. / [Ю. П. Нагірний, Б. І. Затхей, П. В. Шолудько та ін.] За ред. Ю. П. Нагірного. – Львів : ЛДАУ, 2001. – 180 с.
5. Нагірний Ю. П. Обґрунтування інженерних рішень [Текст] / Ю. П. Нагірний – К. : Урожай, 1994. – 216 с.

Petro Sholudko, PhD tech. sci., Inna Tryhuba, PhD agric. sci.

Lviv National Agrarian University, Dublyany, Ukraine

Situational planning of mechanized technological operations in crop production

The article reveals analysis of scientific works as to situational planning and choice of effective machine-tractor units for fulfilment of technological operations in crop production. The work argues need to develop instruments for situational planning of mechanized technological operations in crop production.

The research proposes an approach as to situational planning of mechanized technological operations in crop production, which is based on Pareto method and enables making of multi-criteria choice of machine-tractor units for fulfilment of technological operations. The authors have analyzed criteria of the choice of machine-tractors units for fulfilment of technological operations. It is proposed to make choice of machine-tractor units for fulfilment of technological operations in crop production according to overall index of quality of work fulfilment, productivity of the units, resource consumption of the operations, and composite index of harmful effects from the operations fulfilment.

The authors have developed an algorithm and content solution of situational planning of mechanized technological operations in crop production, which are based on the proposed approach and make ground for correct managerial decisions as to choice of machine-tractor units for fulfilment of technological operations regardless of natural-climatic conditions of farms and their machine-tractor park.

situational planning, technological operation, crop production, machine-tractor unit, efficiency

Одержано 02.11.15

УДК 621.664

Mikhailo Chernovol, prof., DSc., Yuri Kuleshkov, prof., DSc., Timofey Rudenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Mikhailo Krasota, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine, krasotamv@ukr.net

The main directions of improving technical level of gear pumps of agricultural machines

The paper presents ways to improve the design of gear pumps and hydraulic drives of modern agricultural machines. The main trends in the increase of technical level of gear pumps are: increase of pressure of hydraulic fluid which is developed by the pump, increase of specific useful capacity, volume efficiency, relief of bearings and decrease of pulsation of instant feed and noise level.

gear pump, hydraulic drive, hydraulic machine

М.И. Черновол, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Основные направления повышения технического уровня шестеренных насосов сельскохозяйственной техники

В процессе исследований было установлено, что основными направлениями усовершенствования шестеренного насоса являются: повышение давления рабочей жидкости; повышение удельного рабочего объема и мощности; повышение коэффициента подачи; снижение пульсации мгновенной подачи и давления; снижение шума в процессе работы насоса. Предложены основные направления дальнейшего развития шестеренных насосов сельскохозяйственной техники, позволяющие при минимальных затратах, существенно повысить технический уровень шестеренных насосов сельскохозяйственной техники.

шестеренный насос, гидропривод, гидромашина

In modern agricultural machines the fluid power drive is increasingly being used replacing mechanical, hydrodynamic and, in some designs, the electromechanical drives [1-4].

While creating modern hydraulic systems designed for high pressure, piston pumps are preferred. However, piston hydraulic machines have a number of significant disadvantages that makes us looking for alternative fluid power machines which work according to different principles.

These fluid power machines include gear pumps (GP). Due to the simplicity of design, reliability and unpretentiousness in operation this type of pumps is widely used. In some branches of engineering GP is dominant. For example, in the domestic tractor mounted systems of agricultural and industrial application with drawbar category from 6 to 150 kN only gear-type pumps are used.

Ukraine is a major producer of GP on the territory of former Soviet Union. The leading Ukrainian enterprise producing gear pumps is a public joint stock company "Hydrosila." The production volume of gear pumps produced by Kirovograd PJSC "Hydrosila" is more than 10 ... 12% of the world production.

Problem description. One of the most important directions in the development of hydraulic machines is to increase the pressure of the hydraulic fluid.

Research has shown that the cost of manufacturing of hydraulic units with equal capacity and with increasing pressure up to 30,0...40,0 MPa is reduced [5]. Transition to higher pressure in hydraulic units lets reduce their mass and dimension, as well as reduce the influence of the gas-air component of the hydraulic fluid. T.M. Bashta in his work [6] notes that the increase in pressure in the hydraulic system of the aircraft from 21,0 MPa to 28,0 MPa reduces the mass of the elements of the hydraulic system by 12 ... 16%.

A promising trend in the development of hydraulic systems is the use of adjusting pumps and hydraulic motors in hydraulic drives. A widespread expansion of adjusting pumps and hydraulic motors has been caused by the aspiration of designers to improve the degree of efficiency of hydraulic systems and hydraulic drives, to provide energy saving in the production process and realize the possibilities of electro-hydro automated systems for the "non-human" technology and remote control.

Objective of research. Object of research are the processes happening in the gear pump.

Research results. The need to reduce the size and steel intensity of hydraulic systems and hydraulic drives with the increase of their power efficiency is also a strategic direction in the development of hydraulic systems and hydraulic drives.

From the above-mentioned we may state that the main trends in further development of hydraulic systems and hydraulic drives is to increase the operating pressure, the degree of elements' control and increase of specific power density.

As the research results show [13] it is possible to increase the pressure generated by the GP by reducing the clearances in the conested parts. However, this involves the improvement of the accuracy of production, which requires the acquisition of the precise and expensive equipment.

One of the solutions to the problem is the selective collection of parts of the pump while it is assembled which corresponds to the effect of improving the accuracy of the manufacture of parts one class up. However, this method is appropriate only in individual and small batch production and is associated with significant organizational changes in production process.

The second option is a constructive solution to increase the hydraulic resistance in each pairing or eliminating clearances in these pairings, for example, the transition to a single part. For example, replacing the individually manufactured bushings for coupled bushings eliminates the clearance at the joints of bushings. Also, as an example of a constructive solution of the pump assembly problem is refusal of the bushings in general and transition to the formation of bearings in the housing and the cover of the GP. Under this scheme "Hydrosila" company produces pumps GP-M and «Master». This example illustrates the elimination of undesirable clearances in principle.

In our latest developments we propose the design of the GP which eliminates the face plate pairing of a driven gear, and, as we know the proportion of leakage on the face plate clearances of the GP is 70 ... 80% of the total leakage.

The increase of specific useful capacity still remains important which allows increasing basic specific indicators of a GP, in particular, the power density per weight unit and volume of the GP. The solutions to this problem are described in [14 - 18]. These papers show the results of the research to increase the rate of use of the volume of spur gear rings.

The rate of use of the volume of spur gear rings of serial GP does not exceed $K_{v_0} = 0,30$. The proposed design of the pump, subject to certain limitations imposed by the manufacturer $K_{v_0} = 0,3323$ [14 -18]. Optimum rate of use of the volume of spur gear rings without limitations of the producer reaches $K_{v_0} = 0,417$, in some cases higher. The next task is to develop the pump with $K_{v_0} = 1,0$. Currently the problem has been solved at

theoretical level. There is continued research allowing realization of this idea in the design of the GP.

The next stage of development of the design of the GP is the development of ways for hydraulic relief of pump bearings.

The power pressure of hydraulic fluid on the spur gear rings, the force of which is perceived by pins and bearings of the pumping unit, leads to an increase in diameter and length of bearings, which significantly reduces the design excellence and technical level of the GP. Currently, this problem is solved by the use of new materials of sliding bearings with extra load. Due to the use of metal-flourine-bedded bearings we were able to reduce the length of bearings in 1,5...1,7. But the length of the bearings 2,0...2,5 higher than spur gear rings which define the volume of the working chamber of the GP.

Functional analysis of the GP showed that one of the reserves for increasing the technical level of the GP is to increase its specific characteristics, particularly feeding. This can be achieved by reducing the dimensions of the GP and by reducing the length and diameter of the bearings.

The solution of this important scientific problem lies in the plane of transition from flat to the development of three-dimensional model of the pumping unit of the GP, including not only pur gear rings, the parameters of which depend on the volume of the working chamber of GP but bearings as well, the volume of which in the total volume of the pumping unit 2,0...2,5 higher than the spur gear rings.

One of the most common ways to reduce the load on bearings of the GP is the use of the scheme, in which the hydraulic unloading of bearings produced by increasing the high-pressure zone. Further increase in the high pressure zone will allow reducing the length of the bearings and thus, the GP in general. But to increase the high-pressure zone we have to use gear with a larger number of teeth, which reduces the rate of use of volume of spur gear rings of GP. It follows that there exists an optimal number of gear teeth, which provides the minimum dimensions of the bearings.

In other words, it is possible to find the optimum parameters of the toothing for which the dimensions of the pumping unit, and thus the GP, will be minimal for the given design conditions.

As the optimization criterion it is proposed to apply the rate of use volume of pumping unit, which is the ratio of the form

$$K_{KV} = \frac{V_0(D_e, D_i(d_z, z), b([p]), z)}{V_{KV}(d_z([p]), D_e, b([p]), l_z([p]))}, \quad (1)$$

where V_0 - the working volume of the GP, m^3 ;

D_i - diameter of the gear teeth basins, m;

d_z - diameter of the pins, m;

z - the number of teeth of gears;

b - the width of the spur gear ring, m;

V_{KV} - the volume used by pumping unit of GP, m^3 ;

l_z - pin length, m;

$[p]$ - load capacity of bearings for a given sliding speed, Pa.

The volume used by the pumping unit of the GP can be easily calculated according to the dependence

$$V_{KV} = 2 \cdot [0,25 D_e^2 \cdot (b([p]) + 2 \cdot l_z([p]))]. \quad (2)$$

Determination of working volume of GP under normal conditions presents no particular difficulties [14-19]. However, in the case illustrated by the dependence (1) – it is a difficult task

that requires additional theoretical research. This is due to the fact that the parameters in the corresponding calculation formulas are themselves dependent variables, in particular the parameters of sliding bearings of GP.

The most important research aimed at improving the technical level of GP is to increase the feeding rate. To achieve this goal we developed new physical-mathematical and mathematical models of internal leaks in the GP. Until now, there was no method of calculating internal leaks of fluid in the calculation of the GP, which are still determined experimentally [19]. At this moment the research has been done and the results are presented in publications [20-23]. The data obtained in the research can and should be used in the calculation of the volume of internal leaks through the gaps in the joints of the GP, as well as in the development of measures aimed at increasing the pressure which is generated by the GP.

However, theoretical developments of the GP, despite their long history, are far from to be perfect. One of the directions of further development of the theory of internal leaks is to determine the relationship of volumes of internal leaks and flow rate of the hydraulic fluid in the sliding bearings of the GP.

Recent years, the work is done to reduce pulsation while instantaneous feeding of hydraulic fluid in the GP. The obtained results of theoretical research in this direction eliminated some inaccuracies of existing physical-mathematical and mathematical models and theories [28]. The developed during theoretical studies new physical and mathematical and mathematical models suggest that the geometric pulsation of instantaneous feeding and pressure during operation of the GP can be significantly reduced. These findings were fully confirmed and extended by theoretical and experimental studies of this phenomenon [28].

One of the major unexplored areas in the working process of the GP is the process of increasing the pressure of the hydraulic fluid. It is believed that the process of pressure increase occurs during the angle rotation pitch of the gear. This is a complex process depending on many factors, notably the frequency of rotational of gears, as well as circumferential, radially-directed end faces and the end faces of leaks in the transition zone.

One of the insufficiently studied trends in the theory of GP is the process of absorption. This is due to the fact that modern gear pumps have high overall and volume efficiency. Rotation speed does not exceed 60 s^{-1} and does not affect the quality of the filling chambers of the GP. By increasing the rotation speed of the drive it is possible to increase all specific indicators of GP, many of which are proportional to the speed. Consequently, the development of future designs of the GP should consider the possibility of increasing the rotation speed and pay attention to the study of the process of absorption of the hydraulic fluid.

The problem of increasing the coefficient of feeding of the GP has not been fully investigated. Still remains unsolved the mechanism of the process of compression and decompression of the hydraulic fluid in the cut-off plane of the GP. The authors of monograph [12] are concerned with a serious problem of loss of potential energy of the pressurized hydraulic fluid, which is transferred from the cut-off plane into the suction chamber. Solving this problem will increase the volume and the overall efficiency of the GP.

An important issue is the problem of regulating the feeding in GP. At present, there is a successful experience of the GP design with regulated feeding [24-27]. In case of successful solution of a number of problems and the main of which is the increase of the coefficient of regulation, it is possible to get the GP with adjustable feedrate which by its cost will be considerably cheaper than the existing designs of regulated volume gear pumps – guided-vane and axial piston pumps.

The most important area of research is the study of the dynamic characteristics of not only the GP but also other types of the regulated volume pumps. At the moment a fast increase in the expansion of production processes demands accuracy and speed regulation which creates the need to develop new methods of calculation and design of hydraulic drives and hydro-

automatics. To perform the calculations it is necessary to study the dynamic characteristics of the hydraulic drive elements.

Increasing load and speed in modern machines is accompanied by increasing noise level. Gear pumps are no exception in this regard. Measures to reduce noise in gear pumps that are described in technical literature are, as a rule, a recommendation, and a really effective way to reduce noise has not been currently developed. Consequently, the task of improving the noise performance should also be considered relevant.

It should also be noted that the energy aspect of GP operating process has not been studied in details, in particular processes connected with the loss of energy for heating the hydraulic fluid, as well as factors affecting the mechanical efficiency.

Conclusions. When designing the hydraulic drives of agricultural equipment to hydraulic machine it is appropriate to use gear pumps, which have a number of important advantages in comparison with other types of pumps. The principles by which gear pumps operate allow positioning them as pumps with a great potential. The article outlined the main ways of further improving the design of gear pumps in the direction of increasing their technical level. The main directions of improvement of the GP are: increasing pressure of hydraulic fluid generated by the pump; specific working volume and capacity; rate of feeding; unloading of bearings; instant reduction of pulsation flow and pressure, and reduced noise during operation of the pump.

References

1. Vasil'chenko V.A. Reguliruemye gidroperedachi stroitel'nyh i dorozhnyh mashin za rubezhom / Vasil'chenko V.A., Dodin L.G. // *Obzor*. - M.: CNIITEI-strojmash, 1975. - 50 p.
2. Vasil'chenko V.A. Osnovnye napravleniya razvitiya aksial'no-porshnevyyh nasosov i gidromotorov dlja mobil'nyh mashin / Vasil'chenko V.A., Dodin L.G., Sin M.A. // *Stroitel'nyh i dorozhnyh mashiny*. - 1983. - № 10. - P. 16-18.
3. Kroll Hr. Product section axial piston units // BRM Int. sales conf, June 2002. - Bosch Rexroth Groupe, JSCO2002. - 2002. - 17 s. // <http://www.boschrexroth.com>. - 2003.
4. Mayr A. Hydrostatische Tahrntriebe // O+P "Olhydraulik und Pneumatik". - 1985. - Vol. 29, № 7. - P. 516 - 525.
5. Avrunin G. A. Analiz sovremennogo tehničeskogo urovnja gidroobjemnyh peredach / Avrunin G. A., Kabanenko I. V., Havil' V. V. // *Vibracii v tehnikе i tehnologijah*. - 2003. - № 4 (30) - P. 3-6.
6. Bashta T.M. Raschet y konstrukcija samoletnyh gidravlicheskih ustrojstv / Bashta T.M. - [3-e izd. pererab. i dop.] - M.: Gos. nauchno-tehnič. izdat. Oborongiz, 1961. - 475 p.
7. Baryshev V.I. Povyshenie tehničeskogo urovnja i nadezhnosti gidroprivoda traktorov i sel'hozmashin v jekspluatacii: dis. na soisk. uchenoj stepeni doktora. tehn. nauk: / Baryshev Valerij Ivanovich. - Cheljabinsk, Gosudarstvennyj ordena Trudovogo Krasnogo Znameni NII traktornyj institut (NATI) (Cheljabinskij filial), 1989 - 461 p.
8. Osnovy teorii i konstruirovaniya objemnyh gidroperedach / [Kulagin L.V., Demidov Ju.S., Prokof'ev V.N., Kondakov A.A.]; pod red. d.t.n., prof. V.N Prokof'eva. - M.: Vysshaja shkola, 1968. - 399 p.
9. Aksial'no-porshnevoj reguliruemyj gidroprivod / [Prokof'ev V.N., Danilov Ju.A., Kondakov L.A. i dr.]; pod red. d.t.n., prof. Prokof'eva V.N. - M. Mashinostroenie, 1969. - 496 p.
10. Nikolenko I.V. Tendencii razvitiya i tehničeskij uroven' aksial'no-porshnevyyh gidromashin s reguliruemym rabochim objemom / Nikolenko I.V. // *Promislova gidravlika i pnevmatika*. - 2004 - № 1 (3), - P. 49-54.
11. Kozerod Ju.V. Issledovanie vlijaniya geometricheskikh parametrov zacepleniya na kachestvennye pokazateli shesterennogo nasosa: dissertacija na soiskanie uchenoj stepeni kand. tehn. nauk: / Kozerod Jurij Valer'evich. - M. Moskovskij institut inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta, 1977 - 150 p.
12. Kuleshkov Ju.V. Shesterennye nasosy s asimmetrichnoj liniej zacepleniya shesteren / [Kuleshkov Ju.V., Chernovol M.I., Bezv O.V., Titov Ju.A.] // *Teorija, konstrukcija i raschet*.- Monografija - Kirovograd: «KOD», 2009 - 243 p.
13. Kuleshkov Ju.V. Fizicheskaja i matematiceskaja modeli povysheniya davlenija rabochej zhidkosti v shesterennom nasose [Kuleshkov Ju.V., Kuleshkova K.Ju., Rudenko T.V., M.V. Krasota] / *Konstruirovannja, virobništvo ta ekspluatacija sil'skogospodars'kih mashin. Zagal'noderzhavnij mizhvidomchij naukovо-tehničnij zbirnik*. - 2012 - Vip. № 42, P. 103-111.

14. Chernovol M.I. Optimizacija zubchastogo zacheplennja shesterennogo nasosa tipu NSh u naprjami pidvishennja jogo pitomogo ob'emu. / Chernovol M.I., Kuleshkov Ju.V. // Visnik agrarnoi nauki, traven' 2011 № 5 – P. 42 – 45.
15. Chernovol M.I. Osnovni naprjami vdoskonalennja shesterennih nasosiv sil'skogospodars'koitehniki / Chernovol M.I., Kuleshkov Ju.V. // Visnik agrarnoi nauki, serpen' 2008 № 8 – P. 52 - 54.
16. Kuleshkov Ju.V. Uovershenstvovanie matematicheskoy modeli mgovennoj podachi shesterennogo nasosa./Kuleshkov Ju.V., Osin R.A., Rudenko T.V., Matvienko O.O. // Zbirnik naukovih prac' Kirovograds'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu «Tehnika v sil'skogospodars'komu virobničtvi, galuzeve mashinobuduvannja, avtomatizacija» – Kirovograd, KNTU – 2008 – № 21 – P. 253 – 262.
17. Kuleshkov Ju.V. Povyshenie udel'noj podachi shesterennogo nasosa. / Kuleshkov Ju.V., Rudenko T.V. Osin R.A. // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin 2009. P.193 – 206.
18. Kuleshkov Ju.V. Doslidzhennja povedinki matematichnoi modeli pitomogo robochogo ob'emu shesterennogo nasosa tipu NSh vid parametriv zubchastogo zacheplennja. / Kuleshkov Ju.V., Chernovol M.I., Rudenko T.V. Gucul V.I., Osin R.A. // Zbirnik naukovih prac' Kirovograds'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Tehnika v sil'skogospodars'komu virobničtvi, galuzeve mashinobuduvannja, avtomatizacija Vipusk 23 Kirovograd 2010, P. 278 – 390.
19. Judin E.M. Shesterennye nasosy. Osnovnye parametry i ih raschet / Judin E.M. – [2-e izd. pererab. i dop.]. – M.: Mashinostroenie, 1964. – 236 p.
20. Kuleshkov Ju.V. Pidvishennja gidravlichnogo oporu v radial'nih sprjazhennjah nasosiv tipu NSh. / Kuleshkov Ju.V., Chernovol M.I., Matvienko O.O. // Zbirnik naukovih prac' KDTU Tehnika v sil'skogospodars'komu virobničtvi, galuzeve mashinobuduvannja, avtomatizacija. – Vipusk 8. – Kirovograd: KDTU. - 2001.- P.3 – 7.
21. Kuleshkov Ju.V. Vtrati robochoi ridini cherez radial'nij zazor v suchasnih shesterennih nasosah tipu NSh. / Kuleshkov Ju.V., Chernovol M.I., Matvienko O.O. // Visnik Kharkivs'kogo derzhavnogo tehničnogo universitetu sil'skogo gospodarstva. Vipusk № 8 «Pidvishennja nadijnosti vidnovljuemih detalej mashin». Tom 2 Kharkiv 2001. P. 87 – 90.
22. Kuleshkov Ju.V. Analiz matematichnih modelej vtrat robochoi ridini cherez radial'nij zazor shesterennogo nasosa tipu NSh / Kuleshkov Ju.V., Matvienko O.O. // Zbirnik naukovih prac' Kirovograds'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Tehnika v sil'skogospodars'komu virobničtvi, galuzeve mashinobuduvannja, avtomatizacija Vipusk 17 Kirovograd 2006 P. 205...208.
23. Kuleshkov Ju.V. Matematicheskaja model' torcevyh radial'no napravlennyh utechek v shesterennom nasose tipa NSh. / Kuleshkov Ju.V., Matvienko O.O., Rudenko T.V. // Zbirnik naukovih prac' Kirovograds'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu. Tehnika v sil'skogospodars'komu virobničtvi, galuzeve mashinobuduvannja, avtomatizacija Vipusk 20 Kirovograd 2008 P. 284-292.
24. Kuleshkov Ju.V. Doslidzhennja pracezdatnosti shesterennogo nasosa z regul'ovanoju podacheju. / Kuleshkov Ju.V., Rudenko T.V., Bezv O.V. // Promislova gidravlika i pnevmatika № 3 (13) 2006, P. 98 - 102.
25. Kuleshkov Ju.V., Matematichna model' ob'emu robochoi kameri shesterennogo nasosa z regul'ovanoju podacheju / Ju.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko // Zbirnik naukovih prac' Kirovograds'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu “Tehnika v sil'skogospodars'komu virobničtvi, galuzeve mashinobuduvannja, avtomatizacija sil'skogospodars'kih mashin. - Vip.. 16. – Kirovograd: KNTU, 2005 – P. 198 – 206.
26. Kuleshkov Ju.V. Teoreticheskoe opredelenie podachi shesterennogo nasosa s reguliruejmoju podachej. / Ju.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko. // Promislova gidravlika i pnevmatika № 2 (8) 2005 r. P. 114 - 119.
27. Kuleshkov Ju.V. Analiz sushhestvujushhijh konstruktivnyh reshenij shesterennyh nasosov s reguliruejmoju podachej. / Ju.V. Kuleshkov, T.V. Rudenko. // Konstrujuvannja, virobničtvo ta ekspluatacija sil'skogospodars'kih mashin. Zagal'noderzhavnij mizhvidomchij nauko-techničnij zbirnik. Vipusk № 35 Kirovograd KDTU 2005 P. 127 – 135.
28. Kuleshkov Ju.V. Pidvishennja tehničnogo rivnja shesterennogo nasosa na osnovi novih fizichnih i matematichnih modelej robochogo procesu podachi: avtoref. dis. dok. tehn. nauk. / Kuleshkov Jurij Volodymyrovych. - Kirovograd 2013, 32 p.

М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Основні напрямки підвищення технічного рівня шестеренних насосів сільськогосподарської техніки

Метою роботи було, ґрунтуючись на досвіді проектування шестеренних насосів, визначити основні напрямки розвитку їх конструкцій для подальшого підвищення технічного рівня сільськогосподарської техніки.

В процесі досліджень застосовувався критичний аналіз досвіду теоретичних, експериментальних і

конструкторських розробок шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

Було встановлено, що основними напрямками удосконалення шестеренного насоса є наступні: підвищення тиску робочої рідини, що розвивається насосом, - за рахунок підвищення внутрішнього гідравлічного опору в конструкції шестеренного насоса; підвищення питомого робочого об'єму і потужності - шляхом оптимізації параметрів зубчатого зачеплення і усього вузла, що качає, вцілому, а також за рахунок розвантаження підшипників насоса, що дозволить зменшити габарити, як вузла, що качає, так і насоса вцілому; підвищення коефіцієнта подачі - за рахунок підвищення внутрішнього гідроопору, а також підвищення частоти обертання насоса; зниження пульсації миттєвої подачі і тиску – за рахунок встановлення того, що пульсація подачі і тиску не є неминучим недоліком, пов'язаним з конструктивними особливостями шестеренного насоса, що визначило подальший розвиток конструкції насоса в цьому напрямку шляхом усунення причин виникнення пульсації; зниження шуму в процесі роботи насоса – комплексне багатовимірне завдання, вирішення якого приведе не лише до усунення шуму, але і до істотного підвищення технічного рівня шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

Таким чином, були запропоновані основні напрямки подальшого розвитку шестеренних насосів сільськогосподарської техніки, що дозволяють при мінімальних витратах, в рамках традиційних конструкторських схем істотно підвищити технічний рівень шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

шестеренний насос, гідропривід, гідромашина

Одержано 10.11.15

УДК 621.43.068.4

О.В. Бевз, доц., канд. техн. наук, С.О. Магопець, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвієнко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна, oleg_bevz@ukr.net

Вплив на навколишнє середовище автобусів БАЗ-22154 під час експлуатації на різних видах палива

Обґрунтована актуальність проблеми екологічної небезпеки автомобільного транспорту та представлена порівняльна оцінка використання бензину і газового палива на прикладі автобусів БАЗ-22154 в міських умовах.

автомобільний транспорт, забруднення повітря, екологічна небезпека

О.В. Бевз, доц., канд. техн. наук, С.О. Магопець, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвієнко, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Влияние на окружающую среду автобусов БАЗ-22154 во время эксплуатации на разных видах топлива

В данной работе обоснована актуальность проблемы экологической опасности автомобильного транспорта и представлена сравнительная оценка использования бензина и газового топлива на примере автобусов БАЗ-22154 в городских условиях.

автомобильный транспорт, загрязнение воздуха, экологическая опасность

Постановка проблеми. В сучасних умовах автомобільний транспорт стає найбільш значним джерелом забруднення атмосферного повітря, особливо великих міст. Автомобільний транспорт, поглинаючи настільки необхідний для протікання життя кисень, разом з тим інтенсивно забруднює повітряне середовище токсичними

конструкторських розробок шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

Було встановлено, що основними напрямками удосконалення шестеренного насоса є наступні: підвищення тиску робочої рідини, що розвивається насосом, - за рахунок підвищення внутрішнього гідравлічного опору в конструкції шестеренного насоса; підвищення питомого робочого об'єму і потужності - шляхом оптимізації параметрів зубчатого зачеплення і усього вузла, що качає, вцілому, а також за рахунок розвантаження підшипників насоса, що дозволить зменшити габарити, як вузла, що качає, так і насоса вцілому; підвищення коефіцієнта подачі - за рахунок підвищення внутрішнього гідроопору, а також підвищення частоти обертання насоса; зниження пульсації миттєвої подачі і тиску – за рахунок встановлення того, що пульсація подачі і тиску не є неминучим недоліком, пов'язаним з конструктивними особливостями шестеренного насоса, що визначило подальший розвиток конструкції насоса в цьому напрямку шляхом усунення причин виникнення пульсації; зниження шуму в процесі роботи насоса – комплексне багатовимірне завдання, вирішення якого приведе не лише до усунення шуму, але і до істотного підвищення технічного рівня шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

Таким чином, були запропоновані основні напрямки подальшого розвитку шестеренних насосів сільськогосподарської техніки, що дозволяють при мінімальних витратах, в рамках традиційних конструкторських схем істотно підвищити технічний рівень шестеренних насосів сільськогосподарської техніки.

шестеренний насос, гідропривід, гідромашина

Одержано 10.11.15

УДК 621.43.068.4

О.В. Бевз, доц., канд. техн. наук, С.О. Магопець, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвієнко, доц., канд. техн. наук

*Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна,
oleg_bevz@ukr.net*

Вплив на навколишнє середовище автобусів БАЗ-22154 під час експлуатації на різних видах палива

Обґрунтована актуальність проблеми екологічної небезпеки автомобільного транспорту та представлена порівняльна оцінка використання бензину і газового палива на прикладі автобусів БАЗ-22154 в міських умовах.

автомобільний транспорт, забруднення повітря, екологічна небезпека

О.В. Бевз, доц., канд. техн. наук, С.О. Магопець, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвієнко, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Влияние на окружающую среду автобусов БАЗ-22154 во время эксплуатации на разных видах топлива

В данной работе обоснована актуальность проблемы экологической опасности автомобильного транспорта и представлена сравнительная оценка использования бензина и газового топлива на примере автобусов БАЗ-22154 в городских условиях.

автомобильный транспорт, загрязнение воздуха, экологическая опасность

Постановка проблеми. В сучасних умовах автомобільний транспорт стає найбільш значним джерелом забруднення атмосферного повітря, особливо великих міст. Автомобільний транспорт, поглинаючи настільки необхідний для протікання життя кисень, разом з тим інтенсивно забруднює повітряне середовище токсичними

компонентами, що наносить відчутну шкоду всьому живому і неживому. Внесок автотранспорту у забруднення атмосферного повітря в великих містах складає 65-80 %. Найбільша частина цього збитку (до 60 %) пов'язана з перевезеннями пасажирів автобусами і легковими автомобілями [1].

У даній ситуації поряд з удосконаленням конструкцій ДВЗ, технологій технічного обслуговування (ТО) і поточного ремонту (ПР), методів і засобів організації дорожнього руху, використання альтернативних, більш екологічно чистих видів палива є одним з основних шляхів зниження негативного впливу автомобіля на екологію міста Кіровограда.

В якості основних альтернативних видів моторного палива широке застосування одержали зріджений нафтовий газ (пропан) (ЗНГ) і стислий природний газ (метан) (СПГ). Встановлення пропану-бутану на автомобілі в Україні росте дуже високими темпами. Це зв'язано з багатьма перевагами ЗНГ як моторного палива, перед бензином. Насамперед вартість – ціна на ЗНГ традиційно зберігається на рівні 60 % від ціни на 92-й бензин і виробляється в Україні, на відміну від СПГ. Крім цього, він володіє більш високим октановим числом і кращими екологічними і експлуатаційними властивостями. Встановлення на автомобілі в Україні метанових установок зараз не дуже популярне через три фактори. По-перше, ціна на нього повністю залежить від експорту з Росії й постійно росте. По-друге, газове обладнання для СПГ дуже дороге, в основному через дефіцитні балони під метан, які повинні витримувати тиск 200 атмосфер. По-третє, балони істотно зменшують вантажопідйомність автомобіля, тому якщо й варто встановлювати СПГ, то лише на вантажні автомобілі і автобуси [2].

Отже, дослідження, спрямовані на визначення питання – наскільки ефективним є використання альтернативних видів палива в плані покращення атмосфери міста Кіровограда та проведення оцінки екологічної небезпеки автобусів БА3-22154 при роботі на бензині А-92, ЗНГ і СПГ, є актуальними.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Аналіз статистичних даних і оцінок негативного впливу автомобільного транспорту на навколишнє середовище і населення показує, що викиди забруднювальних речовин автомобільним транспортом у середньому за рік становлять близько 5,5 млн. т (39 % усього обсягу викидів в Україні). У великих містах забруднення повітря вихлопними газами часом досягає до 90 % загального рівня забруднень. Крім того, більше 20 % АТЗ експлуатується з перевищенням установлених нормативів вмісту шкідливих речовин у відпрацьованих газах. У відпрацьованих газах, що викидають автомобілі, особливу небезпеку становлять канцерогенні бензапірени, оксиди азоту, свинець, ртуть, альдегіди, оксиди вуглецю й сірки, сажа, вуглеводи та інші [1].

В Україні є програма для зменшення негативного впливу автомобільного транспорту на довкілля, де зазначено, що автотранспорт є одним з найбільших забруднювачів атмосферного повітря і визначені основні заходи щодо реалізації цієї програми протягом десяти років. Ефективність безпечного використання пального для людини і його вплив на довкілля, на сьогодні, є основним завданням сучасних досліджень у транспортних технологіях [3].

Постановка завдання. В якості об'єкта дослідження був обраний автобус БА3-22154 при роботі на бензині А-92, ЗНГ і СПГ в місті Кіровограді.

Виклад основного матеріалу. Так, для оцінки екологічної небезпеки транспортних засобів використовують питомі показники токсичності відпрацьованих газів (ВГ) - кількість викидів i -ї шкідливої речовини з ВГ в атмосферу. При проведенні випробувань автомобілів на бігових барабанах питомий показник виражається в одиницях маси i -ї шкідливої речовини (ШР) на одиницю пройденого шляху (г/км) або на одне випробування (г/вип), а при проведенні випробувань ДВЗ на моторному стенді – в

одиницях маси i -ї ШР на одиницю виконаної транспортної роботи (г/кВт·г). Подібний підхід може привести до необ'єктивної оцінки, тому що тільки по масових характеристиках кожної домішки неможливо скласти істину картину екологічної безпеки автобуса. Це пов'язано насамперед з тим, що до складу ВГ входить безліч домішок, що мають різні кількісні й токсичні характеристики і відносяться до різних класів безпеки.

Критерії екологічної безпеки автобуса, засновані на комплексній характеристиці екологічної безпеки ВГ – категорії шкідливості автобусів (КША), позбавлені цього недоліку, тому що КША характеризує одночасно кількість викидів всіх домішок, що входять в ВГ, а також їхній клас безпеки і токсичність, що розраховується по формулі, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$KША = \sum_{i=1}^n KНД_i = \sum_{i=1}^n \left(\frac{M_i}{ГПК_i} \right)^{\alpha_i}, \quad (1)$$

де $KНД_i$ – категорія безпеки i -ї домішки, $\text{м}^3/\text{с}$;

M_i – кількість викидів i -ї домішки, г/с;

$ГПК_i$ – максимально-разова гранично припустима концентрація i -ї домішки, $\text{г}/\text{м}^3$;

α_i – безрозмірна константа, що дозволяє співвіднести класи безпеки i -ї

речовини й діоксиду сірки (III клас безпеки);

n – кількість шкідливих домішок в ВГ.

Критерій екологічної безпеки автобуса $K_{e.n.a}$ дозволяє судити про відповідність автобуса стандартним вимогам екологічної безпеки:

$$K_{e.n.a} = \frac{KША}{KША_{\text{євро}}}, \quad (2)$$

де $KША$ – категорія шкідливості досліджуваного автобуса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$KША_{\text{євро}}$ – категорія шкідливості автобуса, що задовольняє самим жорстким діючим нормам на викиди, $\text{м}^3/\text{с}$.

Досліджуваний автобус і автобус-еталон належать до одного класу й випробовуються в рамках одного іспитового циклу, що дозволяє порівнювати їх за умови виконання ними однакової транспортної роботи. Однак $K_{e.n.a}$ не може виступати як критерій для оцінки впливу виду палива на екологічну безпеку автобуса. Для цього нами пропонується критерій екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива Π

$$\Pi = \frac{KША_j}{KША_n}, \quad (3)$$

де $KША_j$ – категорія шкідливості досліджуваного автобуса, що працює на j -му альтернативному виді палива, $\text{м}^3/\text{с}$;

$KША_n$ – категорія шкідливості досліджуваного автобуса, що працює на базовому паливі, $\text{м}^3/\text{с}$.

Досліджуваний автомобіль на j -му альтернативному й базовому видах палива випробовується в рамках одного досліджуваного циклу (ЄВРО). З рівняння (3) бачимо, що якщо $\Pi < 1$, то при переведенні ДВЗ на j -й альтернативний вид палива екологічна безпека автобуса знижується (ДВЗ екологічно пристосований до j -го альтернативного виду палива) у порівнянні з базовим паливом. Якщо $\Pi > 1$, то j -й альтернативний вид палива, навпаки, збільшує екологічну безпеку автобуса (ДВЗ екологічно не пристосований до j -го альтернативного виду палива).

Критерій екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива P може виступати як уточнюючий коефіцієнт при розрахунку рівня екологічної небезпеки автобуса, переобладнаного для роботи на альтернативному виді палива

$$K_{e.n.a}^j = P \cdot K_{e.n.a}^o, \quad (4)$$

де $K_{e.n.a}^o$ – рівень екологічної небезпеки автобуса, що працює на базовому паливі;
 P – рівень екологічної пристосованості ДВЗ до j -го альтернативного виду палива;
 $K_{e.n.a}^j$ – рівень екологічної небезпеки автобуса, що працює на j -му альтернативному виді палива.

На основі нормативів ЄВРО по рівняннях (1-4) нами визначені можливі рівні екологічної небезпеки автобуса і екологічної пристосованості ДВЗ до альтернативних видів палива (табл. 1).

Таблиця 1 – Значення рівня екологічної небезпеки автобуса і пристосування ДВЗ до альтернативного палива

ЄВРО	Значення $K_{e.n.a}$	Рівень небезпеки транспортного засобу	Значення P	Рівень пристосування ДВЗ
II	3...10	помірно шкідливий	0,10...0,35	помірно придатний
III	1...3	мало шкідливий	0,03...0,10	високо придатний
IV	<1	не шкідливий	<0,03	досконало придатний

Джерело: розроблено автором.

Проведемо оцінку екологічної небезпеки мікроавтобуса БА3-2215, що працює на бензині А-92 (базове паливо), ЗНГ і СПГ за описаними вище критеріями. Значення розглянутих параметрів представлені в таблицях 2, 3.

Таблиця 2 – Комплексні характеристики екологічної небезпеки відпрацьованих газів автобусів БА3-22154 на бензині А-92, ЗНГ і СПГ

Вид палива	Категорія шкідливості речовин						Категорія шкідливості автомобіля КША	
	СО		СН		NO _x		м ³ /с	%
	м ³ /с	%	м ³ /с	%	м ³ /с	%		
А-92	14,442	1,87	5,869	0,76	751,989	97,37	772,3	100
ЗНГ	8,864	1,32	3,022	0,45	659,614	98,23	671,5	100
СПГ	5,522	1,29	4,409	1,03	418,168	97,68	428,1	100

Джерело: розроблено автором.

Таблиця 3 – Оцінка автобусів БА3-22154, які працюють на бензині А-92, ЗНГ і СПГ по критеріям екологічної небезпеки

Вид палива	Значення $K_{e.n.a}^j$	Рівень екологічної небезпеки АТЗ	Значення P	Рівень екологічного пристосування ДВЗ до альтернативних видів палива	Значення $K_{e.n.a}^o$
А-92	24	високо небезпечні	1,0	-	24
ЗНГ	21	високо небезпечні	0,9	мало пристосований	24
СПГ	14	високо небезпечні	0,55	мало пристосований	24

Джерело: розроблено автором.

Проаналізувавши комплексні характеристики екологічної небезпеки ВГ автобуса БА3-22154, що працює на бензині і газометановому паливі (ГМП) (табл. 2), можна з упевненістю стверджувати, що найнебезпечнішою домішкою є оксиди азоту (97,37-98,23 % КША), масовий вміст яких в ВГ не настільки великий (18,1-24,2 % M_2). Внески інших домішок у формування екологічної небезпеки автомобіля, що працює на різних видах палива, можна визнати мало значимими (менше 10 % КША).

Таким чином, автобус БА3-22154 при роботі на одному з розглянутих видів палива відноситься до високо небезпечних джерел викидів ($K_{e.n.a}^j = 14...24$). Але при переведенні ДВЗ автобуса БА3-22154 на стислий природний газ, до якого двигун

екологічно мало пристосований ($\Pi=0,55$), дозволяє знизити екологічну небезпеку розглянутого автомобіля в 1,8 рази; на зріджений нафтовий газ, до якого двигун також екологічно мало пристосований ($\Pi=0,9$), – в 1,1 рази в порівнянні з базовим паливом – бензином А-92.

Якщо, виходячи з екологічних позицій, необхідність використання ГМП цілком очевидно, то економічна доцільність переобладнання на газове паливо при сформованих умовах (відсутність стимулювання використання альтернативних видів палива, законів і політичних програм) залишається головним питанням. Для того, щоб відповісти на нього, проведемо оцінку економічної ефективності експлуатації автобуса БАЗ-22154, що працює на бензині і ГМП, з розрахунком показників порівняльної економічної ефективності, що включає розрахунок необхідних капітальних вкладень, економію експлуатаційних (поточних) витрат, строки окупності капітальних вкладень і річного економічного ефекту. При цьому необхідно врахувати вплив наступних факторів, що виникають при переобладнанні ДВЗ на ГМП: зниження собівартості моторного палива; зниження експлуатаційних витрат за рахунок збільшення моторесурса й міжремонтних пробігів двигуна, а також зниження витрат моторного мастила; зменшення забруднення навколишнього середовища.

Суми капітальних вкладень $K_{вкл}$ у переобладнання автобуса БАЗ-22154 для роботи на ГМП приведені в табл. 4.

Економія поточних (експлуатаційних) витрат за рік при експлуатації автобуса БАЗ-22154 на ГМП визначається економією витрат на паливо (табл. 5), зменшеної на розмір додаткових експлуатаційних витрат, пов'язаних з амортизацією, технічним обслуговуванням і поточним ремонтом газобалонного обладнання (табл. 6).

Таблиця 4 – Капітальні вкладення в переобладнання автобуса БАЗ-22154 для роботи на ГМП

Найменування показників	Вид палива	
	ЗНГ	СПГ
Вартість комплексу газового обладнання III покоління, монтаж та налагодження	7800,0	18000,0
Транспортні витрати	390,0	900,0
Всього, грн.	8190,0	18900,0

Джерело: розроблено автором.

Таблиця 5 – Витрати на паливо для одного автобуса БАЗ-22154 за рік

Найменування показників	Базова модель БАЗ-22154 бензин (А-92)	Газобалонна модель БАЗ-22154	
		ЗНГ	СПГ
Середньодобовий пробіг, км	200	200	200
Витрата палива, л/100 км			
літня норма	16	20	16
зимова норма	17,3	21,6	17,3
Річна витрата палива, л/100 км	10920,4	13643,5	10920,4
літня норма	6124,8	7656,0	6124,8
зимова норма	4795,6	5987,5	4795,6
Витрата бензину під час пуску в зимовий період, л	-	84	42
Ціна 1 л (m^3) палива	18,00	10,25	12,4
Витрати на паливо за рік, грн.	196567,2	141357,88	136168,96
Річна економія в порівнянні до бензину, грн.	-	55209,32	60398,24

Джерело: розроблено автором.

Таблиця 6 – Допоміжні експлуатаційні витрати на рік для однієї газобалонної моделі автобуса БАЗ-22154

Найменування показників	Вид палива	
	ЗНГ	СПГ
Річний пробіг, км	66000	66000
Капітальні вкладення в переобладнання мікроавтобуса, грн.	6214,0	12305,0
Норма амортизації, % на 1000 км.	0,21	0,21
Річна сума амортизаційних відрахувань, грн.	1304,9	2584,05
Витрати на ТО і ремонт газобалонного автомобіля, грн.	420,0	930,0
Додаткові експлуатаційні витрати за рік, грн.	1724,9	3514,05

Джерело: розроблено автором.

Річна сума економії поточних (експлуатаційних) витрат *E* складається з економії на паливі за винятком додаткової суми експлуатаційних витрат, пов'язаних з амортизацією, технічним обслуговуванням і поточним ремонтом газобалонного устаткування (табл. 7).

Таким чином, експлуатація одного автобуса БАЗ-22154 на ГМП у порівнянні з бензином А-92 забезпечує додатковий річний економічний ефект у розмірі 52552,32 грн. при використанні ЗНГ і 55038,44 грн. при використанні СПГ. Строк окупності витрат на оснащення автобуса газобалонним устаткуванням становить від 1,4 до 2,6 місяців.

Таблиця 7 – Економічна ефективність експлуатації одного автобуса БАЗ-22154 на ГМП в міських умовах

Найменування показників	Базова модель БАЗ-22154 бензин (А-92)	Газобалонна модель БАЗ-22154	
		ЗНГ	СПГ
1. Середньодобовий пробіг, км	200	200	200
2. Витрати на паливо за рік, грн.	196567,2	141357,88	136168,96
3. Допоміжні експлуатаційні витрати для газобалонної моделі за рік, грн.	-	1724,9	3514,05
4. Економія експлуатаційних витрат за рік, грн.	-	53484,42	56884,19
5. Капітальні вкладення в переобладнання мікроавтобуса, грн.	-	6214,0	12305,0
6. Строк окупності затрат на переобладнання мікроавтобуса, міс.	-	1,4	2,6
7. Допоміжний річний економічний ефект від експлуатації мікроавтобуса на газовому моторному паливі, грн.	-	52552,32	55038,44

Джерело: розроблено автором.

Висновки. Отже, переведення ДВЗ автобуса БАЗ-22154 з бензину А-92 на СПГ дозволяє знизити його екологічну небезпеку в 2 рази. Додатковий економічний ефект від використання СПГ в 1,05 рази вище, ніж від використання ЗНГ. Отже, заміщення нафтових моторних палив газовими є екологічно й економічно виправданою. Причому найбільш перспективним напрямком варто вважати використання природного газу, який є екологічно безпечним, але постачається з Росії та Білорусії і тому неможливо спрогнозувати його вартість і об'єми поставок для задоволення потреб автомобільного транспорту.

Список літератури

1. Гутаревич Ю.Ф. Екологія та автомобільний транспорт : Навчальний посібник [Текст] / Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.З., Говорун А.Г. — К. : Арістей, 2006. – 292 с.
2. Коробкин В.И. Экология : учебник для студентов бакалаврской ступени многоуровневого высшего профессионального образования [Текст] / Коробкин В.И., Передельский Л.В. – Изд. 18-е, доп и перераб. – Ростов н/Д : Феникс, 2012. – 601 с.
3. Джигерей В.С. Екологія та охорона навколишнього природного середовища [Текст] : Навчальний посібник / В.С. Джигерей. – 4-те вид., випр. 1 доп. – К.: Товариство «Знання», КОО, 2006. – 319 с.
4. Павлова Е.М. Экология транспорта : Учебник для вузов [Текст] / Е.М. Павлова. – М. : Транспорт, 2010. – 368 с.

Oleg Bevz, Assos. Prof., PhD tech. sci., Sergiy Magopec, Assos. Prof., PhD tech. sci., Olexandr Matvienko, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Influence on the environment of busses БАЗ-22154 during exploitation on the different kinds of fuel

Research directed on determination of question – as far as effective is the use of alternative types of fuel in the plan of improvement of atmosphere of city of Kirovohrada and leadthrough of estimation of ecological danger of bus during work on the different kinds of fuel.

During translation of bus on the compressed natural gas which an engine ecologically is little adjusted to, allows to reduce the ecological danger of the considered car in 1,8 times, and on the condensated oil gas in 1,1 times as compared to a base fuel.

Replacement of petroleum motor fuels gas is ecologically and economic justified. It is thus needed to consider the use of natural gas which is ecologically safe the most perspective direction.

motor transport, contamination of air, ecological safety

Одержано 28.10.15

УДК 621.9.048.4

В.М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна, bokov_vm@mail.ru

Електродугове фрезерування

Запропоновано та досліджено спосіб електродугового фрезерування, зокрема пазів. Обґрунтовано технологічну схему формоутворення. Отримано математичні моделі технологічних характеристик, які дозволяють керувати процесом та прогнозувати його.

електрична дуга, гідродинамічний режим, графітовий електрод-інструмент складеної конструкції, додатковий потік, технологічні характеристики, математичні моделі

В. М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, г.Кіровоград, Україна

Электродуговое фрезерование

Предложен и исследован способ электродугового фрезерования, в частности пазов. Обоснована технологическая схема формообразования. Получены математические модели технологических характеристик, которые позволяют управлять процессом и прогнозировать его.

электрическая дуга, гидродинамический режим, графитовый электрод-инструмент сборной конструкции, дополнительный поток, технологические характеристики, математические модели

© В.М. Боков, 2015

Список літератури

1. Гутаревич Ю.Ф. Екологія та автомобільний транспорт : Навчальний посібник [Текст] / Гутаревич Ю.Ф., Зеркалов Д.З., Говорун А.Г. — К. : Арістей, 2006. – 292 с.
2. Коробкин В.И. Экология : учебник для студентов бакалаврской ступени многоуровневого высшего профессионального образования [Текст] / Коробкин В.И., Передельский Л.В. – Изд. 18-е, доп и перераб. – Ростов н/Д : Феникс, 2012. – 601 с.
3. Джигерей В.С. Екологія та охорона навколишнього природного середовища [Текст] : Навчальний посібник / В.С. Джигерей. – 4-те вид., випр. 1 доп. – К.: Товариство «Знання», КОО, 2006. – 319 с.
4. Павлова Е.М. Экология транспорта : Учебник для вузов [Текст] / Е.М. Павлова. – М. : Транспорт, 2010. – 368 с.

Oleg Bevz, Assos. Prof., PhD tech. sci., Sergiy Magopec, Assos. Prof., PhD tech. sci., Olexandr Matvienko, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad national technical university, Kirovohrad, Ukraine

Influence on the environment of busses БАЗ-22154 during exploitation on the different kinds of fuel

Research directed on determination of question – as far as effective is the use of alternative types of fuel in the plan of improvement of atmosphere of city of Kirovohrada and leadthrough of estimation of ecological danger of bus during work on the different kinds of fuel.

During translation of bus on the compressed natural gas which an engine ecologically is little adjusted to, allows to reduce the ecological danger of the considered car in 1,8 times, and on the condensated oil gas in 1,1 times as compared to a base fuel.

Replacement of petroleum motor fuels gas is ecologically and economic justified. It is thus needed to consider the use of natural gas which is ecologically safe the most perspective direction.

motor transport, contamination of air, ecological safety

Одержано 28.10.15

УДК 621.9.048.4

В.М. Боков, проф., канд. техн. наук

*Кіровоградський національний технічний університет, м. Кіровоград, Україна,
bokov_vm@mail.ru*

Електродугове фрезерування

Запропоновано та досліджено спосіб електродугового фрезерування, зокрема пазів. Обґрунтовано технологічну схему формоутворення. Отримано математичні моделі технологічних характеристик, які дозволяють керувати процесом та прогнозувати його.

електрична дуга, гідродинамічний режим, графітовий електрод-інструмент складеної конструкції, додатковий потік, технологічні характеристики, математичні моделі

В. М. Боков, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет, г.Кіровоград, Україна

Электродуговое фрезерование

Предложен и исследован способ электродугового фрезерования, в частности пазов. Обоснована технологическая схема формообразования. Получены математические модели технологических характеристик, которые позволяют управлять процессом и прогнозировать его.

электрическая дуга, гидродинамический режим, графитовый электрод-инструмент сборной конструкции, дополнительный поток, технологические характеристики, математические модели

© В.М. Боков, 2015

Постановка проблеми. В сучасному сільськогосподарському машинобудуванні для виготовлення порожнин кувальних штампів та прес-форм способом розмірної обробки дугою (РОД) застосовуються складні та дорогі індивідуальні (не універсальні) технологічні пристрої та спеціальні копіювально-прошивні верстати, що не завжди економічно задовольняє підприємство.

Створення універсальної технології та верстатів з ЧПК для автоматичного фрезерування порожнин з використанням простих за формою графітових електродів-інструментів (ЕІ) та універсальних верстатів, за думкою автора, може вирішити цю проблему.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фактично, мова йде про створення універсального електроерозійного центра, що «фрезерує» порожнини за програмою.

В 1980 році одна із Японських фірм створила та експонувала його на виставці в Москві. Але в життя такий верстат не пішов. Головний недолік його – надто низька продуктивність обробки, так як процес супроводжується великими паузами (шпаруватість імпульсів завжди більше 1).

Відомо [1, 2], що при реалізації процесу розмірної обробки електричною дугою (РОД) пауз немає, а отже спостерігається найбільш можлива продуктивність обробки. Однак, даний спосіб обробки не використовувався для обробки порожнин за принципом фрезерування і не був об'єктом дослідження.

Дана робота – початок цього напрямку дослідження.

Постановка завдання. Мета дослідження – обґрунтування технологічної схеми формоутворення пазів електричною дугою та прогнозування технологічних характеристик електродугового фрезерування.

Поставлена мета реалізується шляхом вирішення наступних задач: аналіз технологічних схем формоутворення на предмет можливого використання для електродугового фрезерування пазів; експериментальне дослідження, математичне моделювання та аналіз технологічних характеристик електродугового фрезерування пазів.

Виклад основного матеріалу. З методичної точки зору, обґрунтування вибору певної технологічної схеми формоутворення пазів електричною дугою пов'язано з можливістю забезпечення протягом усього періоду фрезерування оптимального гідродинамічного режиму прокачування робочої рідини крізь міжелектродний зазор (МЕЗ), при якому в кожній точці зазору, де може бути збуджена дуга, швидкість потоку не повинна бути нижче певного критичного рівня, що відповідає розмірній обробці. Дана умова виключає можливість утворення великої різниці у швидкостях прокачування рідини на різних ділянках МЕЗ та можливість утворення «застійних» зон, де швидкість потоку наближається до нуля, що пов'язано з наявністю в МЕЗ зустрічних потоків. Крім того, для реалізації процесу електродугового фрезерування пазів без застосування герметичної камери запропоновано використання прямого способу прокачування робочої рідини крізь торцевий МЕЗ. Це суттєво спрощує конструкцію верстата за рахунок зменшення його металоємності та дозволить, в подальшому, автоматизувати процес фрезерування за рахунок використання систем з ЧПК.

Методика експериментального дослідження технологічних характеристик електродугового фрезерування передбачала вибір факторів, що впливають на процес електродугового фрезерування пазів. На підставі апріорної інформації були відібрані три фактора: сила технологічного струму $I(X_1)$, А; статичний тиск робочої рідини на вході потоку в МЕЗ $P_{cm}(X_2)$; довжина пазу $L(X_3)$ для моделювання впливу висоти буртика на графітовому електроді-інструменті (ЕІ).

Інші параметри процесу було зафіксовано на постійному рівні: напруга на електродах $U = 30$ В; розміри перерізу пазу 10×25 мм; робоча рідина – органічне

середовище; полярність обробки – зворотна; матеріал ЕІ – графіт МПГ-7; матеріал електрода-заготовки (ЕЗ) – сталь 45.

Усі вибрані фактори задовольняють умовам керованості та операціональності.

Досліджувалися такі технологічні характеристики електродугового фрезерування пазів, як продуктивність обробки M , питома продуктивність обробки M_a , середня швидкість обробки V , питома витрата електроенергії a , бічний міжелектродний зазор на виході потоку із торцевого МЕЗ δ_b (вих) та відносний лінійний знос графітового ЕІ γ_l .

Для математичного моделювання технологічних характеристик електродугового фрезерування пазів реалізувався повний трифакторний експеримент [3]. Значення факторів на основному, верхньому та нижньому рівнях, а також результати дослідження технологічних характеристик наведено в матриці планування експерименту (табл. 1).

Таблиця 1 – Матриця планування експерименту (план 2^3)

Фактори			I, A	$P_{ем}, MPa$	$L, мм$	$M, мм^3/хв$	$M_a, мм^3/А·хв$	$V, мм/хв$	$a, кВт·год/кг$	δ_b (вих), мм	$\gamma_l, \%$	
Основний рівень			75	0,6	5							
Інтервал варіювання			25	0,2	3							
Верхній рівень			100	0,8	8							
Нижній рівень			50	0,4	2							
Код			x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	y_4	y_5	y_6	
Номер досліду	1	Порядок реалізації	6	+	+	+	333	3,33	1,33	19,10	0,25	0,62
	2		2	-	+	+	167	3,34	0,65	19,58	0,15	1,25
	3		5	+	-	+	278	2,78	1,10	22,93	0,26	0,25
	4		1	-	-	+	154	3,08	0,60	20,93	0,16	1,12
	5		7	+	+	-	340	3,40	1,36	18,85	0,27	0,51
	6		8	-	+	-	175	3,50	0,70	18,33	0,16	1,10
	7		3	+	-	-	299	2,99	1,20	21,41	0,27	0,20
	8		4	-	-	-	155	3,10	0,62	20,64	0,17	0,10
Досліди у центрі плану		1	0	0	0	250	3,00	1,00	19,13	0,22	0,71	
		2	0	0	0	225	3,07	0,90	21,24	0,21	0,75	
		3	0	0	0	230	3,04	0,92	20,78	0,23	0,60	
		4	0	0	0	228	3,11	0,93	20,97	0,21	0,65	

Джерело: розроблено автором з використанням [3]

Для експериментальних досліджень спроектовано та виготовлено експериментальний пристрій (рис. 1). Пристрій включає в себе рухомий у вертикальному напрямку графітовий електрод-інструмент 1 та нерухому електрод-заготовку 2. ЕІ закріплено на шпинделі електроерозійного верстата «Дуга-8Г», що реалізує процес РОД, за допомогою тримача 3, а ЕЗ – на плиті 4 за допомогою тримача 5.

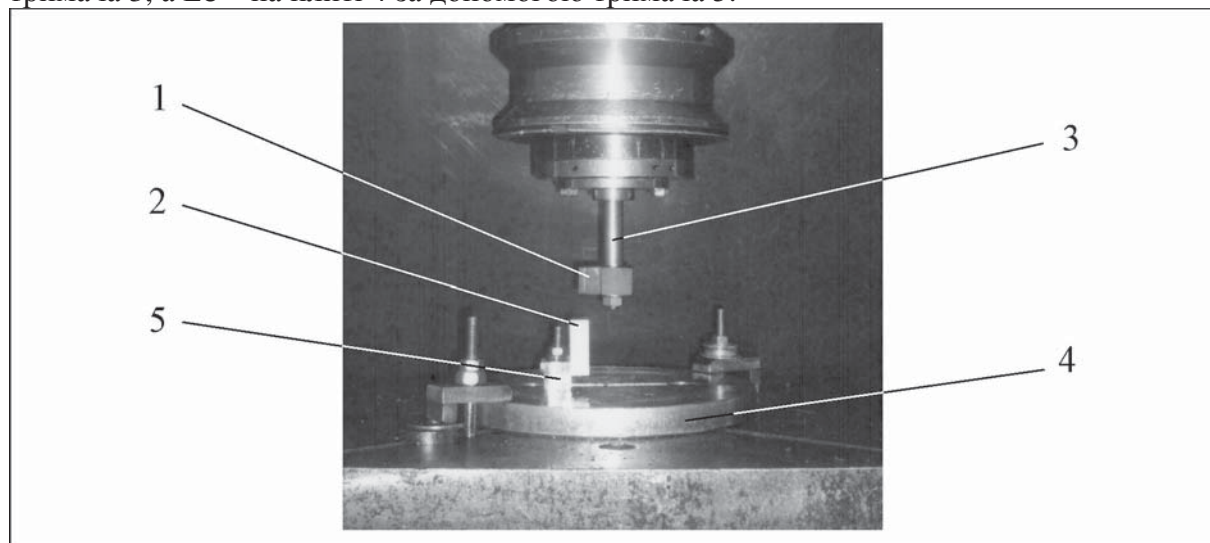
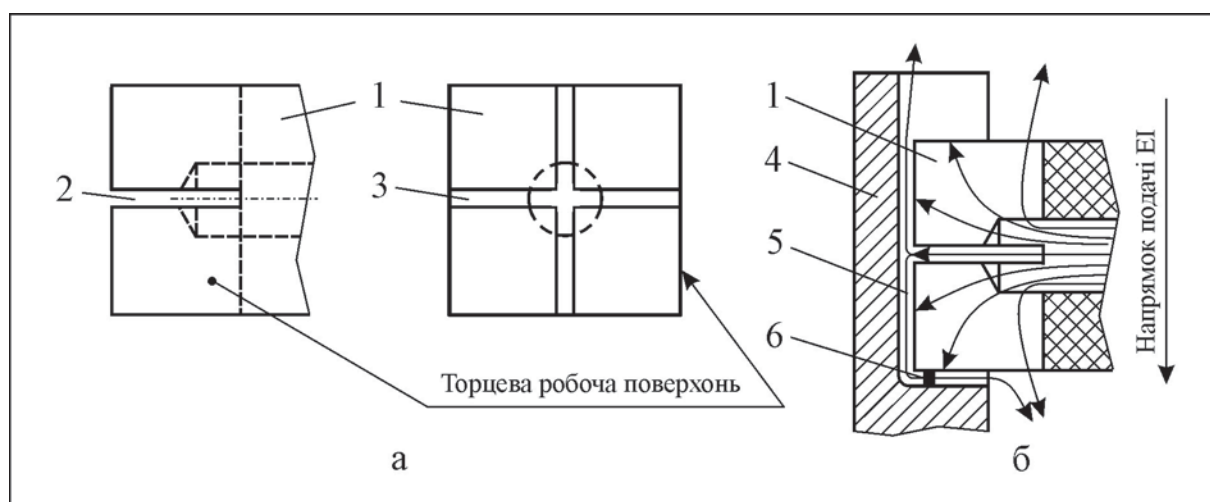


Рисунок 1 – Експериментальний пристрій

Джерело: розроблено автором

В роботі експериментально випробувано дві технологічні схеми формо-утворення пазу:

- схема 1 включала в себе використання графітового ЕІ 1 із поперечним щілинним каналом 2 на торцевій (робочій) поверхні ЕІ та хрестоподібними щілинними каналами 3 на бічній (не робочій) поверхні ЕІ (рис. 2).



а – схема розташування щілин на ЕІ; б – технологічна схема формоутворення; 1 – ЕІ; 2 – поперечна щілина; 3 – хрестоподібна щілина; 4 – ЕЗ; 5 – потік рідини; 6 – дуга

Рисунок 2 – Формоутворення пазу за схемою 1

Джерело: розроблено автором

Фрезерування пазу перерізом 25×10 мм на глибину 13,5 мм здійснювали при наступному режимі обробки: сила струму $I = 30 \dots 50$ А; напруга на електродах $U = 40$ В; тиск робочої рідини на вході в міжелектродний зазор $P = 1,3$ МПа; полярність обробки – пряма (ЕЗ – «плюс»); спосіб прокачування робочої рідини – зворотній крізь хрестоподібну щілину; матеріал ЕІ – електроерозійний графіт МПГ-7; матеріал ЕЗ – сталь 45.

Залежність зміни глибини обробки h в часі t представлено на рис. 3. Як бачимо, процес починався при малій силі струму ($I = 30$ А) і здійснювався до глибини 0,9 мм. Він характеризується неусталеністю, а отже низькою швидкістю фрезерування ($V = 0,3$ мм/хв). Останнє пов'язано з незадовільними умовами обробки, а саме з непаралельністю торцевих поверхонь електродів в початковий момент обробки та незадовільним гідродинамічним режимом рідини в зоні обробки, так як приблизно 80-87 % рідини вилучається із ЕІ поза зону обробки. Після усунення непаралельності торцевих поверхонь електродів процес трохи стабілізувався. Тому силу струму підвищили до 50 А. В процесі виконання експерименту було помічено, що при досяганні глибини 9,5 мм, яка відповідає рівню розташування поперечної щілини в ЕІ, швидкість обробки зросла до 0,9 мм/хв. без подальшого підвищення сили струму. Але процес фрезерування паза продовжувався на глибину лише до 13,5 мм та закінчився коротким замиканням.

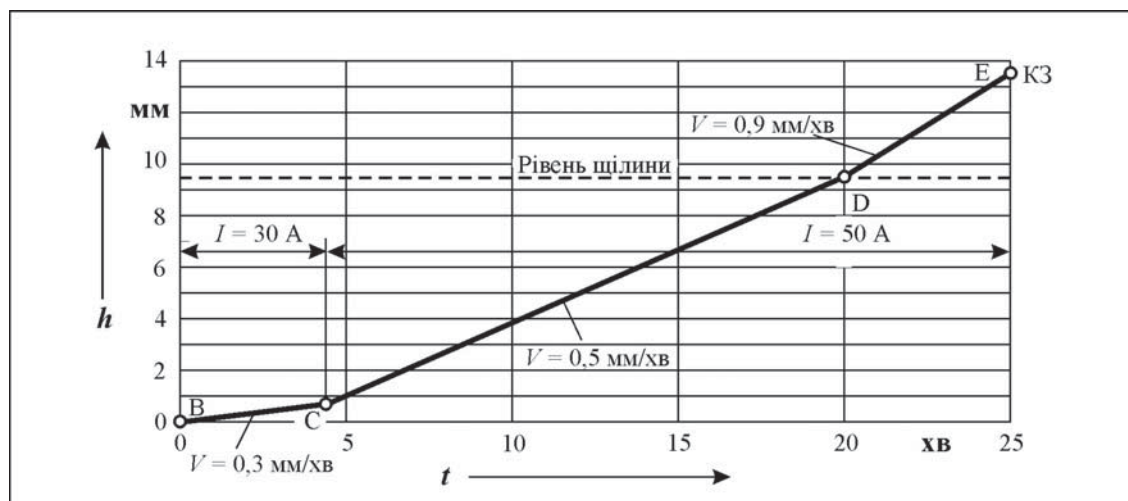
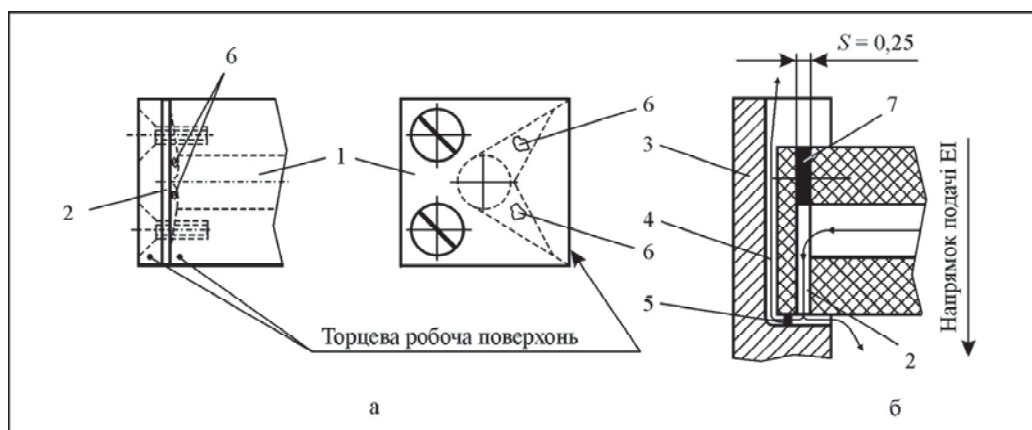


Рисунок 3 – Графічна залежність глибини електродугового фрезерування паза h від часу обробки t
Джерело: розроблено автором



а – схема розташування поздовжньої щілини; б – технологічна схема формоутворення паза;
1 – складений ЕІ; 2 – поздовжня щілина; 3 – ЕЗ; 4 – потік рідини; 5 – дуга; 6 – кишеня; 7 – прокладка

Рисунок 4 – Формоутворення паза за схемою 2

Джерело: розроблено автором

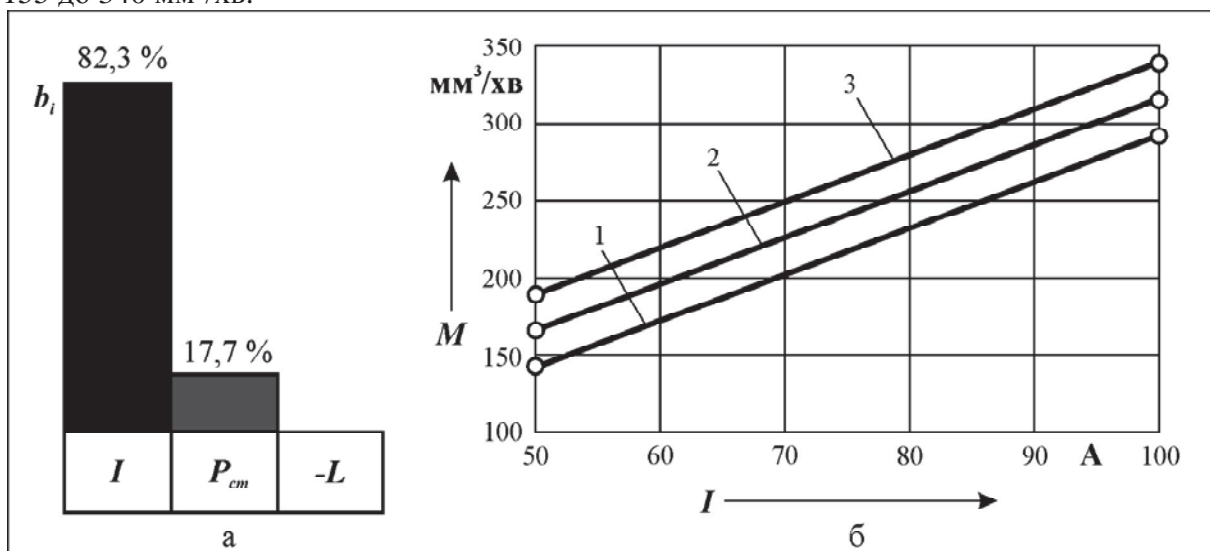
Отримані математичні моделі технологічних характеристик електродугового фрезерування пазів зведено до табл. 2.

Таблиця 2 – Математичні моделі технологічних характеристик електродугового фрезерування пазів

Назва характеристики	Математична модель
Продуктивність обробки, $\text{мм}^3/\text{хв}$	$M = 238 + 74,87x_1 + 16,12x_2$ (1)
Питома продуктивність обробки, $\text{мм}^3/\text{А} \cdot \text{хв}$	$M_a = 3,19 + 0,202x_2$ (2)
Середня швидкість обробки, $\text{мм}/\text{хв}$	$V = 0,94 + 0,302x_1 + 0,065x_2$ (3)
Питома витрата електроенергії, $\text{кВт} \cdot \text{год} \cdot \text{кг}^{-1}$	$a = 20,53 - 1,23x_2$ (4)
Бічний міжелектродний зазор на виході потоку із торцевого МЕЗ, мм	$\delta_{\sigma(\text{вих})} = 0,22 + 0,0512x_1$ (5)
Відносний лінійний знос графітового ЕІ, %	$\gamma_{\text{л}} = 0,64 - 0,249x_1 + 0,226x_2 + 0,166x_3$ (6)
Де: $x_1 = \frac{X_1 - 75}{25}$; $x_2 = \frac{X_2 - 0,6}{0,2}$; $x_3 = \frac{X_3 - 5}{3}$	

Джерело: встановлено автором

Встановлено, що продуктивність обробки пазів M [див. модель (1)] визначається, в першу чергу, силою технологічного струму I (82,3 %), яку треба визнати головним керуючим фактором. Із підвищенням I вона збільшується (рис. 5). Останнє свідчить про теплову природу руйнування матеріалу при електродуговому фрезеруванні пазів. Вплив статичного тиску потоку на вході в МЕЗ значно менший (17,7 %), але має істотне значення. Із підвищенням P_{cm} продуктивність обробки збільшується, що пояснюється підвищенням усталеності процесу обробки при інтенсифікації вилучення продуктів ерозії із зони обробки. Виявлено, що довжина пазу L на продуктивність обробки не впливає. В межах експерименту продуктивність обробки пазів змінювалася у межах від 155 до 340 $\text{мм}^3/\text{хв}$.



1 – $P_{cm} = 0,4 \text{ МПа}$; 2 – $P_{cm} = 0,6 \text{ МПа}$; 3 – $P_{cm} = 0,8 \text{ МПа}$

Рисунок 5 – Ступінь впливу факторів (а) та залежність продуктивності обробки M від I та P_{cm} (б)

Джерело: встановлено автором

Із математичної моделі (2) виходить, що на питому продуктивність обробки пазів M_a впливає лише один фактор – статичний тиск робочої рідини на вході потоку в МЕЗ P_{cm} , із підвищенням якого M_a збільшується (рис. 6). Інші фактори мають лише «шумовий» ефект, а тому вилучені із моделі. В межах експерименту питома продуктивність обробки пазів змінювалася у межах від 2,78 до 3,40 $\text{мм}^3/\text{А}\cdot\text{хв}$.

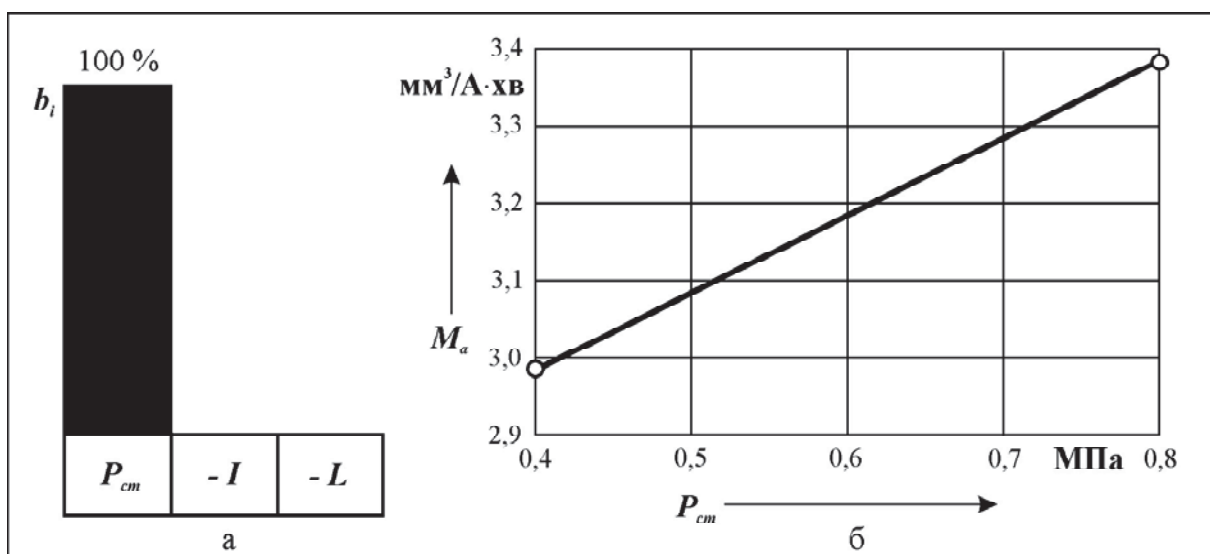


Рисунок 6 – Ступінь впливу факторів (а) та залежність питомої продуктивності обробки M_a від P_{cm} (б)

Джерело: встановлено автором

Конкретний за площею та формою паз характеризується певною середньою швидкістю обробки (електродугового фрезерування) V – зручним для технологічних розрахунків показником (3), що, власне, теж характеризує продуктивність обробки. Саме тому, вплив факторів на V аналогічний впливу факторів на продуктивність обробки, що підтверджується рисунком 7. В межах експерименту середня швидкість обробки пазів змінювалася у межах від 0,60 до 1,36 мм/хв.

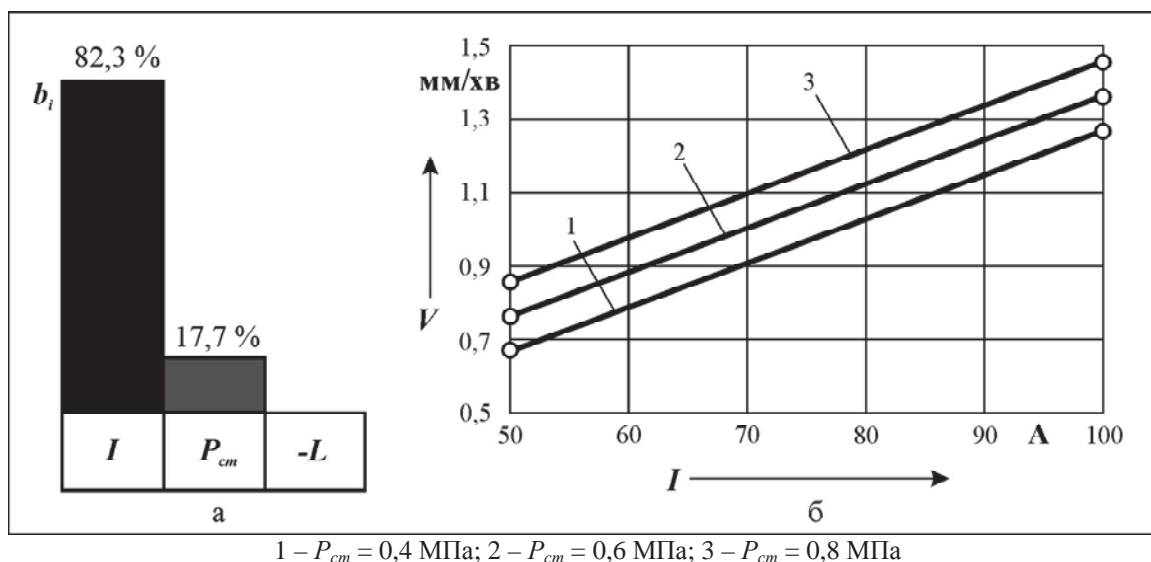


Рисунок 7 – Ступінь впливу факторів (а) та залежність середньої швидкості обробки V від I та P_{cm} (б)
Джерело: встановлено автором

Із математичної моделі (4) виходить, що на питому витрату електроенергії a впливає лише статичний тиск робочої рідини на вході потоку в МЕЗ P_{cm} , із підвищенням якого a зменшується (рис. 8). Фізичний ефект зменшення питомої витрати електроенергії пов'язаний із зниженням частки продуктів ерозії, що руйнуються за рахунок вторинного диспергування, яке викликано інтенсифікацією вилучення продуктів ерозії із зони обробки при підвищенні швидкості прокачування. В межах експерименту питома витрата електроенергії при обробці пазів змінювалася у межах від 18,33 до 22,93 кВт·год·кг⁻¹.

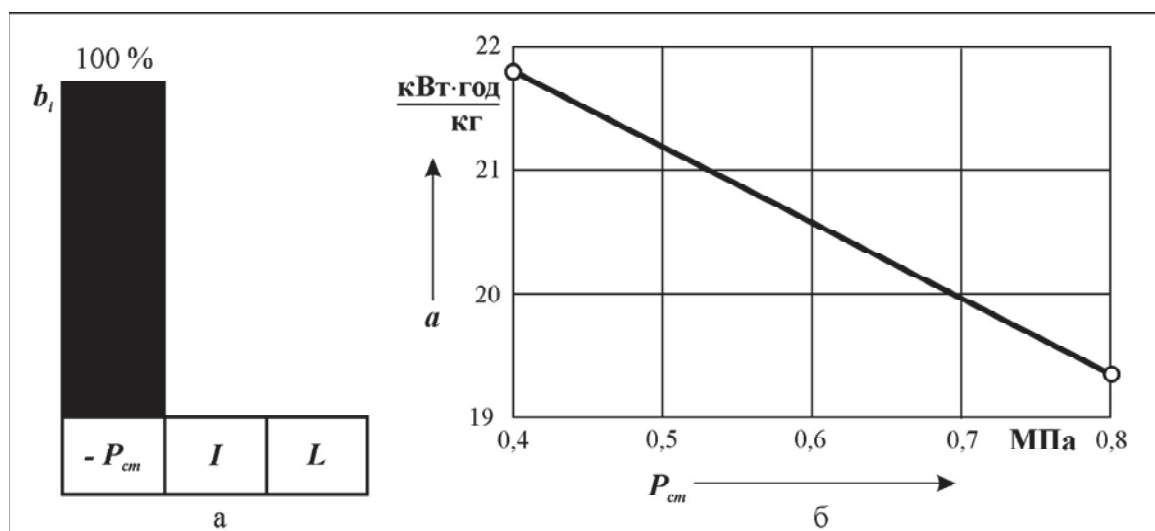


Рисунок 8 – Ступінь впливу факторів (а) та залежність питомої витрати електроенергії a від P_{cm} (б)
Джерело: встановлено автором

Із математичної моделі (5) виходить, що бічний міжелектродний зазор на виході потоку із торцевого МЕЗ $\delta_{\delta (вих.)}$ визначається лише силою технологічного струму I , із підвищенням якої $\delta_{\delta (вих.)}$ збільшується (рис. 9). Незалежність впливу інших факторів дозволяє підтримувати зазор на певному рівні за рахунок стабілізації сили струму та прогнозувати його. В межах експерименту бічний міжелектродний зазор на виході потоку із торцевого МЕЗ при формоутворенні пазів змінювався у межах від 0,15 до 0,27 мм, що цілком задовільно для їх чорнового електрофрезерування.

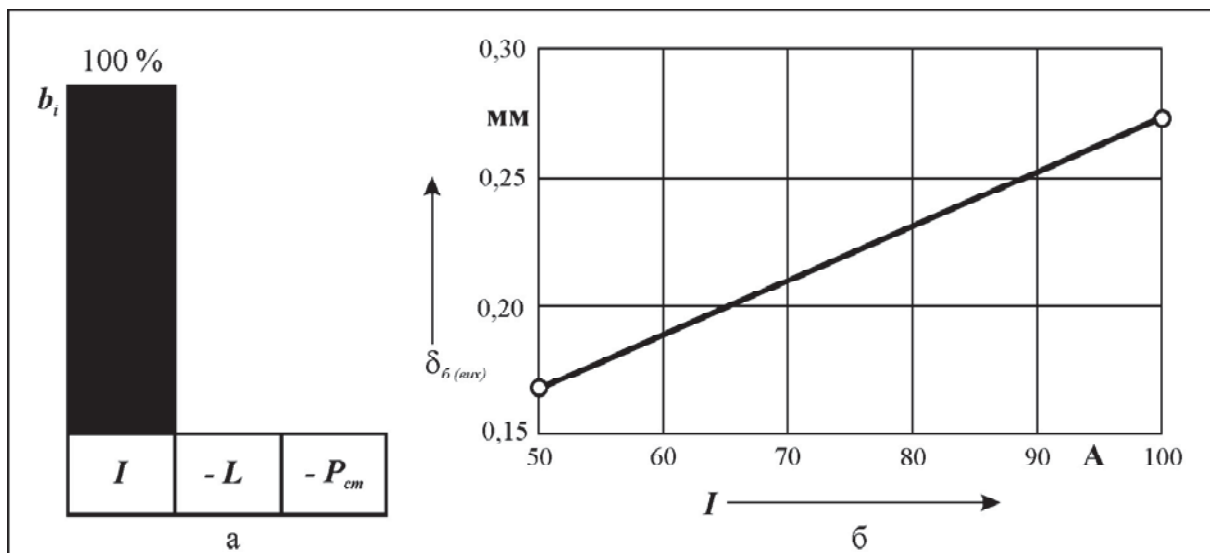
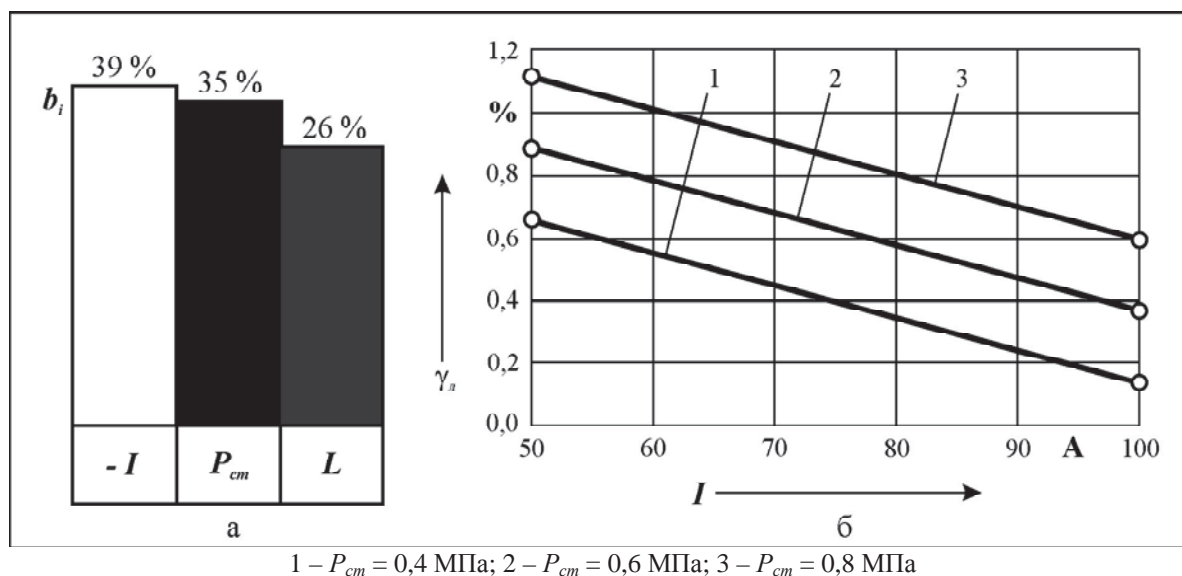


Рисунок 9 – Ступінь впливу факторів (а) та залежність бічного міжелектродного зазору на виході потоку в торцевий МЕЗ $\delta_{\delta (вих.)}$ від I (б)

Джерело: встановлено автором

Відносний лінійний знос графітового ЕІ γ_L – технологічна характеристика, від якої залежить економічна доцільність способу електродугового фрезерування пазів та точність їх обробки. Із математичної моделі (6) виходить, що на відносний лінійний знос графітового ЕІ впливають в достатній мірі усі три фактора (рис. 10).



1 – $P_{cm} = 0,4$ МПа; 2 – $P_{cm} = 0,6$ МПа; 3 – $P_{cm} = 0,8$ МПа

Рисунок 10 – Ступінь впливу факторів (а) та залежність відносного лінійного зносу графітового ЕІ γ_L від I та P_{cm} [$L = 5$ мм] (б)

Джерело: встановлено автором

Найбільший вплив (39 %) чинить сила струму I , із підвищенням якої знос зменшується. Тому є можливим реалізувати високопродуктивне та малозносне електродугове фрезерування, де сила струму буде головним керуючим фактором. Це з позитивного боку характеризує даний процес обробки. Трохи менше (35 %) впливає на знос статичний тиск потоку на вході в торцевий МЕЗ P_{cm} , причому із зменшенням P_{cm} знос зменшується. Ще меншу (26 %), але суттєву ступінь впливу на знос чинить довжина пазу L , що моделює вплив висоти буртика на графітовому ЕІ. Із зменшенням величини L знос зменшується. Варіювання факторами в рамках експерименту дозволяють керувати відносним лінійним зносом графітового ЕІ в межах від 0,25 до 1,25 %, що підтверджує доцільність процесу електродугового фрезерування пазів.

Висновки. Запропоновано спосіб обробки порожнин, зокрема пазів, за принципом електродугового фрезерування. Виконано експериментальне обґрунтування технологічної схеми формоутворення пазів електричною дугою з використанням графітового ЕІ складеної конструкції. Отримано математичні моделі технологічних характеристик електродугового фрезерування пазів, які дозволяють прогнозувати продуктивність, питому продуктивність та швидкість обробки, питому витрату електроенергії, бічний міжелектродний зазор та відносний знос графітового ЕІ.

Список літератури

1. Носуленко В. И. Размерная обработка металлов электрической дугой [Текст] / В. И. Носуленко, Н. Г. Мещеряков // Электронная обработка материалов. – 1981. - № 1. – С. 19-23.
2. Боков В. М. Розмірне формоутворення поверхонь електричною дугою [Текст] / Віктор Боков – Кіровоград: Поліграфічно-видавничий центр ТОВ «Імекс-ЛТД», 2002. – 300 с.
3. Новик Ф. С. Оптимизация процессов технологии металлов методами планирования экспериментов [Текст] / Ф. С. Новик, Я. Б. Арсов – М.: Машиностроение; София: Техника, 1980. – 304 с.

Viktor Bokov, Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad National Technical University

Electric-arc milling

The objective of the work is reasoning of technological pattern for shaping grooves by electric arc and prognostication for technological properties of electric-arc milling.

The work shows the results of electric-arc groove milling research:

- analysis and research of different technological patterns of shaping grooves;
- designing of graphite electrode tool of composite structure which ensures working liquid pumping through a narrow parallel-plate duct;
- mathematical modeling of technological properties of electric-arc milling.

Conclusions. There has been offered a method of cavity working, grooves in particular, by electric-arc milling. There was given experimental reasoning for technological pattern of groove shaping by electric arc with use of graphite electrode tool of composite structure. There have been received mathematical models of technological properties of groove electric-arc milling which enable to control and forecast them. **electric-arc, hydrodynamic regime, graphite electrode tool of composite structure, additional current, technological properties, mathematical models**

Одержано 19.06.2015

УДК 631.539.3

О.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, О.І. Алфьоров, доц., канд. техн. наук
Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, м. Харків, Україна, alfogor@i.ua

Стохастичне моделювання триботехнічних деградовних процесів та прогнозування показників надійності

Викладено метод стохастичного моделювання процесів накопичення механічних пошкоджень в елементах машин і прогнозування на цій основі показників механічної надійності.
стохастичне моделювання, прогнозування надійності, механічна надійність

А.С. Гринченко, проф., д-р техн. наук, А.И. Алферов, доц., канд. техн. наук
Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, г. Харьков, Украина

Стохастическое моделирование триботехнических деградационных процессов и прогнозирование показателей надежности

Изложен метод стохастического моделирования процессов накопления механических повреждений в элементах машин и прогнозирования на этой основе показателей механической надежности.

стохастическое моделирование, прогнозирование надежности, механическая надежность

Постановка проблеми. Сільськогосподарська і транспортна техніка вітчизняного виробництва за основними показниками безвідмовності і довговічності істотно поступається рівню, досягнутому світовими виробниками. Виправити ситуацію можна, використовуючи комплексний підхід і акцентуючи увагу на підвищенні якості проектування. Забезпечення надійно-орієнтованого проектування вимагає широкого використання методів моделювання та прогнозування надійності. В першу чергу на етапі проектування необхідно оцінити ризики і запобігти виникненню відмов, обумовлених різними видами механічного пошкодження і руйнування елементів машин. Ефективним способом вирішення багатьох проблем механічної надійності і переходу до ресурсного проектування є використання стохастичного моделювання деградаційних процесів.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Під стохастичним моделюванням процесів механічного пошкодження розуміється побудова таких аналітичних імовірнісних моделей, які адекватні фізиці процесу і придатні для статистичної оцінки параметрів. Доступні для аналізу статистичні дані про реальні деградаційні процеси в техніці, які пов'язані зі зношуванням, як правило, мають дискретний характер. Методи моделювання повинні враховувати цю особливість.

У багатьох випадках при кумулятивних процесах механічного пошкодження можна використовувати модель нестационарного випадкового процесу з безперервними монотонними реалізаціями [1]. Спрощений спосіб опису такого процесу полягає в тому, що використовується лише умовний розподіл параметра технічного стану $x_n(t)$ при будь-якому фіксованому напрацюванні t . Динаміка процесу задається у вигляді детермінованих функціональних залежностей від напрацювання для тих параметрів

розподілу x_n , які визначають зміну середнього значення процесу і характеристик його розсіювання. Тоді в разі монотонно зростаючих реалізацій процесу $x_n(t)$, як показано в [1], виконується інтегральна залежність:

$$\int_0^t \bar{f}\left(\frac{t}{x_n}\right) dt = \frac{1 - \int_0^{x_n} f\left(\frac{x_n}{t}\right) dx_n}{\int_0^{x_n} f\left(\frac{x_n}{0}\right) dx_n}, \quad (1)$$

де $f\left(\frac{x_n}{t}\right)$ – щільність умовного розподілу параметра стану при фіксованому напрацюванні;

$\bar{f}\left(\frac{t}{x_n}\right)$ – щільність розподілу напрацювання до виходу параметра стану на будь-який фіксований рівень ;

$\int_0^{x_n} f\left(\frac{x_n}{0}\right) dx_n$ – імовірність досягнення параметром стану рівня при напрацюванні $t = 0$.

Якщо величина параметра x_n , що відповідає граничному стану об'єкта, задана і дорівнює $x_{np} = const$, то з (1) після диференціювання по напрацюванню слідує вираз, який можна використовувати при прогнозуванні щільності розподілення ресурсу

$$\bar{f}\left(\frac{t}{x_{np}}\right) = \frac{-\frac{d}{dt} \left\{ \int_0^{x_{np}} f\left(\frac{x_n}{t}\right) dx_n \right\}}{\int_0^{x_{np}} f\left(\frac{x_n}{t}\right) dx_n}. \quad (2)$$

Вираз (2) встановлює однозначну стохастичну залежність між щільностями розподілу ресурсу та параметра технічного стану об'єкта. Обираючи вид та параметричні функції умовного розподілу параметра стану $f\left(\frac{x_n}{t}\right)$, за допомогою (2) завжди можна визначити відповідну щільність розподілу ресурсу. При цьому не накладається ніяких обмежень на характер передбачуваної поведінки окремих реалізацій процесу $x_n(t)$, крім необхідності його монотонного зростання. Якщо в якості умовного розподілу параметра технічного стану використовувати закон Вейбулла з щільністю виду

$$f\left(\frac{x_n}{t}\right) = \frac{b}{a(t)} \left(\frac{x_n}{a(t)}\right)^{b-1} \exp\left\{-\left(\frac{x_n}{a(t)}\right)^b\right\}, \quad (3)$$

де параметр масштабу $a(t)$ визначається степеневою функцією напрацювання $a(t) = t^\nu / \mu$, а параметр форми $b = const$, то за допомогою (2) отримуємо [1], що ресурс має розподіл Фреше, у якого щільність визначається виразом:

$$\bar{f}\left(\frac{t}{x_{np}}\right) = \frac{b\nu}{t} \left(\frac{\mu x_{np}}{t^\nu}\right)^b \exp\left\{-\left(\frac{\mu x_{np}}{t^\nu}\right)^b\right\}. \quad (4)$$

Згідно з (4) основні прогнозовані показники надійності можуть бути визначені за формулами:

- ймовірність безвідмовної роботи

$$R(t) = 1 - \exp\left\{-\left(\frac{\mu x_{np}}{t^v}\right)^b\right\}; \quad (5)$$

- середній ресурс

$$T = (\mu x_{np})^{1/b} \Gamma\left(1 - \frac{1}{bv}\right); \quad (6)$$

- гамма-відсотковий ресурс

$$t_\gamma = (\mu x_{np})^{1/b} \left[\ln \frac{1}{1-\gamma}\right]^{1/bv}. \quad (7)$$

Практична реалізація прогнозу надійності за допомогою виразів (5), (6) і (7) вимагає наявності даних про величину входних в них параметрів: μ , v і b . Статистична оцінка цих параметрів може бути виконана на основі використання дискретних даних при безперервному монотонному випадковому процесі $x_n(t)$. Нехай на основі контролю технічного стану у n однотипних об'єктів отримана випадкова вибірка попарно відповідних один одному значень параметра стану і напрацювання: $\{x_{ni}, t_i\}$, $i = 1, 2, \dots, n$. У системі координат x_n і t така вибірка є сукупністю точок, які перебували на реалізаціях випадкового деградаційного процесу в моменти дискретного контролю.

Наявність аналітичних виразів для відповідних один одному щільностей розподілів $f\left(\frac{x_n}{t}\right)$ і $\bar{f}\left(\frac{t}{x_n}\right)$ дозволяє використовувати при оцінці їх параметрів універсальний і ефективний метод максимальної правдоподібності [2]. У розглянутому випадку спільна функція правдоподібності може бути задана у вигляді

$$L(\mu, v, b) = \sum_{i=1}^n \ln f\left(\frac{x_{ni}}{t_i}\right) + \sum_{i=1}^n \ln \bar{f}\left(\frac{t_i}{x_{ni}}\right). \quad (8)$$

Параметри μ , v і b визначаються з умови максимуму функції правдоподібності (8).

Однак впевненості умовного розподілу параметру технічного стану за законом Вейбула в максимально достовірній узгодженості емпіричним даним не може бути, тому слід провести моделювання за декількома найбільш поширеними законами у випадку розподілу зазначеного параметру. Одним з таких законів є нормальний закон із щільністю, що має вид

$$f\left(\frac{x_n}{t}\right) = \frac{\sqrt{\mu}}{\sigma_0 \sqrt{2\pi} t^v} \exp\left\{-\frac{\mu\left(x_n - t^v/\mu\right)^2}{2\sigma_0^2 t^v}\right\}. \quad (9)$$

Тоді у відповідності (2), ресурс розподіляється за законом Бірнбаума-Саундерса і має щільність

$$\bar{f}\left(\frac{t}{x_{np}}\right) = \frac{v(t^v + \mu x_{cp})}{2\sigma_0 t \sqrt{2\pi} \mu^v} \exp\left\{-\frac{(t^v - \mu x_{cp})^2}{2\sigma_0^2 \mu t^v}\right\}, \quad (10)$$

а ймовірність безвідмовної роботи відповідає виразу:

$$R(t) = 1 - F_0 \left(\frac{t^v - \mu x_{gp}}{\sigma_0 \sqrt{\mu t^v}} \right), \quad (11)$$

середній ресурс:

$$T \approx (\mu x_{gp})^{1/v} \left(1 + \frac{\sigma_0^2}{2v^2 x_{gp}} \right), \quad (12)$$

в той час, як гамма-відсотковий ресурс має вигляд:

$$t_\gamma = (0,25\mu)^{1/v} \left[\sqrt{4x_{gp} + (U_\gamma \sigma_0)^2} - U_\gamma \sigma_0 \right]^{2/v}, \quad (13)$$

де U_γ – кватіль нормального розподілу, яка відповідає імовірності γ .

Практичне розуміння визначення параметрів μ , v та σ_0 проводиться за аналогією, наведеною раніше та встановлення їх вагомих значень також витікає з умов максимуму функції правдоподібності (8).

Постановка завдання. Метою статті є викладення методу стохастичного моделювання процесів накопичення механічних пошкоджень в елементах машин і прогнозування на цій основі показників механічної надійності.

Виклад основного матеріалу Реалізуючи викладену вище теорію стохастичного моделювання і прогнозування механічної надійності проведемо розрахунки, використовуючи в якості вихідних даних результати вимірювань сумарного кутового зазору на вхідному валу головної передачі ведучих мостів. Цей параметр комплексно характеризує рівень зношеності всіх пар тертя в мосту і за його величиною може бути встановлено граничний стан мосту в зборі. Для отримання відповідної статистичної інформації в умовах експлуатації, при різних напрацюваннях були обстежені ведучі мости 9 сільськогосподарських агрегатів (18 мостів) і значення кутового зазору зведені в табл.1.

Таблиця 1 – Значення сумарного кутового зазору і напрацювання ведучих мостів

№ п/п	Наробіток мото-год.	Сумарний кутовий зазор, град	№ п/п	Наробіток мото-год.	Сумарний кутовий зазор, град
1	4649	14	10	4649	17
2	5422	48	11	5422	20
3	1177	5	12	1177	2
4	1817	13	13	1817	12
5	1512	6	14	1512	13
6	2156	27	15	2156	4
7	1901	30	16	1901	36
8	7680	35	17	7680	40
9	2105	17	18	2105	13

Максимізуючи функцію правдоподібності (8) для обох законів розподілу за трьома параметрами за допомогою математичного пакету «Mathcad» були визначені числові значення, які при наведених статистичних даних про деградаційні процеси склали: $\mu = 971$; $b = 1,524$ і $v = 1,26$ для розподілу Вейбул - Фреше, та $\mu = 73$, $v = 0,92$ та $\sigma_0 = 2,96$ за нормальним- Бернбаума-Саундерса відповідно. Використовуючи знайдені параметри і враховуючи нормативне значення сумарного кутового зазору ведучих мостів, відповідне їх граничного стану, який становить $x_{gp} = 36$ град., був побудований графік прогнозованої щільності розподілу ресурсу мостів, представлений на рис. 1. Тут

наведена залежність середнього значення кутового зазору від напрацювання в експлуатації.

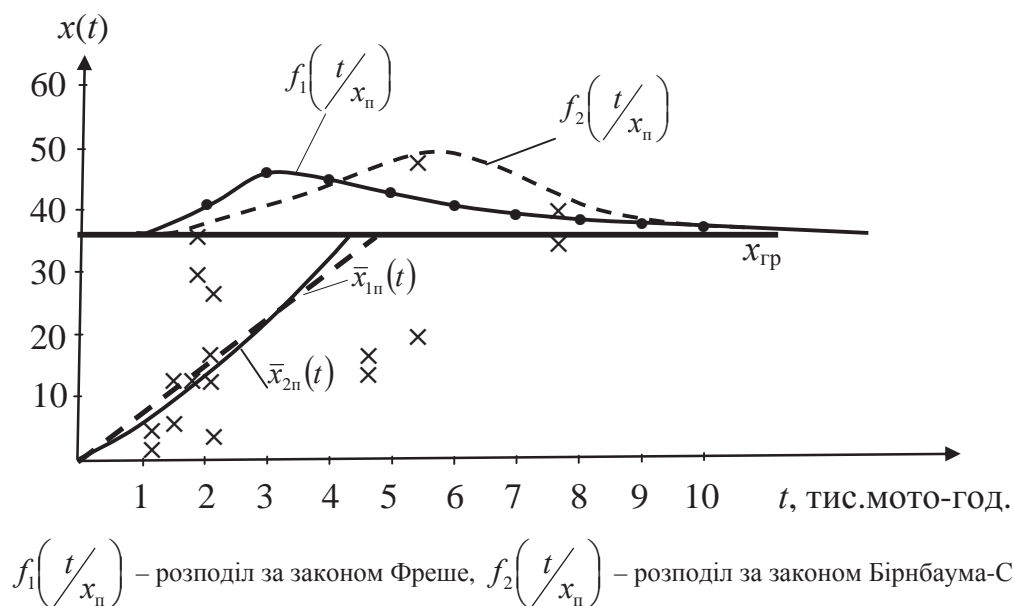


Рисунок 1 – Щільності розподілу ресурсу мостів

У відповідності з виразом (5) побудований графік ймовірності безвідмовної роботи ведучих мостів, наведений на рис. 2.

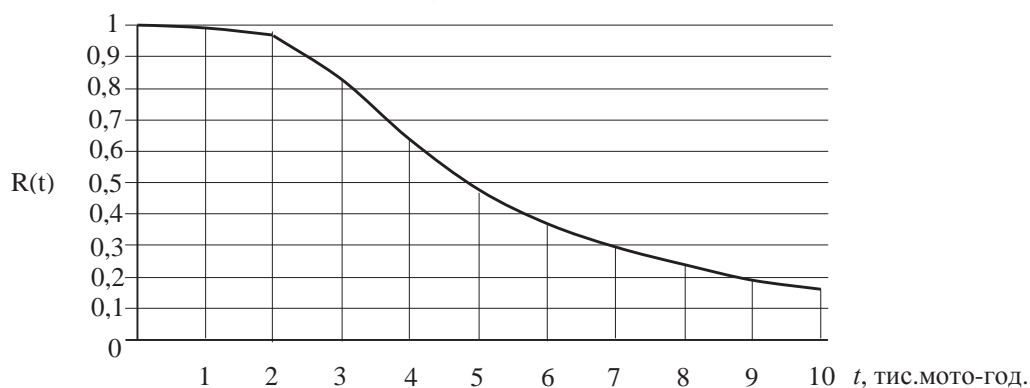


Рисунок 2 – Графік ймовірності безвідмовної роботи ведучих мостів сільськогосподарських агрегатів

Відповідно до залежностей (6) і (7) середній ресурс ведучих мостів складає $T = 7460$ мото-год., а 80%-ий гамма ресурс $t_{80} = 3150$ мото-год. відповідно, а для залежностей (12) та (13) відповідні значення становлять $T = 6194$ мото-год. та $t_{80} = 2720$ мото-год.

Висновок. Практичне значення розглянутого методу моделювання та прогнозування механічної надійності для етапу проектування і випробувань дослідних зразків полягає в тому, що побудована на основі реальних статистичних даних модель надійності об'єкта буде відображати весь спектр експлуатаційних впливів та чинників, що впливають на деградаційний процес і розподіл ресурсу. Модернізуючи або проектуючи новий об'єкт, аналогічний по конструкції і умовам експлуатації, а також подібний на увазі деградаційного процесу, слід використовувати отриману за даними про попередника модель, як базову і, проводячи порівняльні розрахунки або прискорені порівняльні випробування, за їх результатами, після коректування деяких параметрів моделі, здійснювати прогноз ресурсних показників надійності в реальній експлуатації.

Список літератури

1. Гринченко А.С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль [Текст] / А. С.Гринченко. – Х.: Віровець А.П. "Апостроф", 2012. – 259 с.
2. Soong T.T., 2004, Fundamentals of Probability and Statistics for Engineers, State University of New York at Buffalo, Buffalo, New York, USA.

Oleksandr Grynchenko, Prof., DSc., Olexsyi Alferov, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kharkov national technical University of agriculture by P. Vasilenko, Kharkov, Ukraine

Stochastic modeling tribotechnical degraded processes and forecasting reliability indices

Providing focused on improving the reliability of transport equipment Ukrainian production design requires extensive use of simulation techniques and forecasting reliability. The article is an exposition of the method of stochastic modeling of processes of accumulation of mechanical damage in the elements of machines and forecasting based on this performance mechanical reliability.

Feasibility reliability prediction requires data on the value of input parameters, statistical evaluation that can be performed through the use of discrete data with continuous monotonic random process.

The practical significance of this method of modeling and forecasting of mechanical reliability for the design phase and tests of prototypes is built on the basis of the real statistics object model reliability will reflect the whole range of operational impacts and factors affecting the degradation processes and resource allocation.

stochastic modeling, forecasting reliability, mechanical reliability

Одержано 06.11.15

УДК 631.3.023

П. В. Попович, проф., д-р техн. наук, Т. А. Довбуш, В.П. Олексюк, канд. техн. наук, В. І. Миць

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, prorovich@ukr.net

Аналіз впливу корозійно-експлуатаційних факторів на залишковий ресурс елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин

Пропонується аналіз адитивних впливів експлуатації навантаженості і агресивних середовищ на металоконструкції мобільної сільськогосподарської техніки. Обґрунтовано вибір основних механізмів впливу корозійного середовища на тріщиностійкість матеріалів несучих систем мобільних машин. Вказано шляхи прогнозування залишкового ресурсу машин і обладнання аграрного виробництва.

агресивне середовище, навантаження, тріщини

П. В. Попович, проф., д-р техн. наук, Т. А. Довбуш, В. П. Олексюк, канд. техн. наук, В. І. Миць

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

Анализ коррозионно-эксплуатационных факторов на остаточный ресурс элементов металлоконструкций сельскохозяйственных машин

Предлагается анализ аддитивных воздействий эксплуатации нагруженности и агрессивной среды на металлоконструкции сельскохозяйственной техники. Аналитически исследованы основные механизмы воздействия коррозионной среды на трещиностойкость материалов несущих систем мобильных машин. В выводах указаны пути обеспечения прогнозирования остаточного ресурса машин и оборудования аграрного производства.

агрессивная среда, нагрузки, трещины

© П. В. Попович, Т. А. Довбуш, В. П. Олексюк, В. І. Миць, 2015

Список літератури

1. Гринченко А.С. Механическая надежность мобильных машин: Оценка, моделирование, контроль [Текст] / А. С.Гринченко. – Х.: Віровець А.П. "Апостроф", 2012. – 259 с.
2. Soong T.T., 2004, Fundamentals of Probability and Statistics for Engineers, State University of New York at Buffalo, Buffalo, New York, USA.

Oleksandr Grynchenko, Prof., DSc., Olexsyi Alferov, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kharkov national technical University of agriculture by P. Vasilenko, Kharkov, Ukraine

Stochastic modeling tribotechnical degraded processes and forecasting reliability indices

Providing focused on improving the reliability of transport equipment Ukrainian production design requires extensive use of simulation techniques and forecasting reliability. The article is an exposition of the method of stochastic modeling of processes of accumulation of mechanical damage in the elements of machines and forecasting based on this performance mechanical reliability.

Feasibility reliability prediction requires data on the value of input parameters, statistical evaluation that can be performed through the use of discrete data with continuous monotonic random process.

The practical significance of this method of modeling and forecasting of mechanical reliability for the design phase and tests of prototypes is built on the basis of the real statistics object model reliability will reflect the whole range of operational impacts and factors affecting the degradation processes and resource allocation.

stochastic modeling, forecasting reliability, mechanical reliability

Одержано 06.11.15

УДК 631.3.023

П. В. Попович, проф., д-р техн. наук, Т. А. Довбуш, В.П. Олексюк, канд. техн. наук, В. І. Миць

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна, prorovich@ukr.net

Аналіз впливу корозійно-експлуатаційних факторів на залишковий ресурс елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин

Пропонується аналіз адитивних впливів експлуатації навантаженості і агресивних середовищ на металоконструкції мобільної сільськогосподарської техніки. Обґрунтовано вибір основних механізмів впливу корозійного середовища на тріщиностійкість матеріалів несучих систем мобільних машин. Вказано шляхи прогнозування залишкового ресурсу машин і обладнання аграрного виробництва.

агресивне середовище, навантаження, тріщини

П. В. Попович, проф., д-р техн. наук, Т. А. Довбуш, В. П. Олексюк, канд. техн. наук, В. І. Миць

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

Анализ коррозионно-эксплуатационных факторов на остаточный ресурс элементов металлоконструкций сельскохозяйственных машин

Предлагается анализ аддитивных воздействий эксплуатации загруженности и агрессивной среды на металлоконструкции сельскохозяйственной техники. Аналитически исследованы основные механизмы воздействия коррозионной среды на трещиностойкость материалов несущих систем мобильных машин. В выводах указаны пути обеспечения прогнозирования остаточного ресурса машин и оборудования аграрного производства.

агрессивная среда, нагрузки, трещины

© П. В. Попович, Т. А. Довбуш, В. П. Олексюк, В. І. Миць, 2015

Постановка проблеми. Корозія металоконструкцій сільськогосподарської техніки значно зменшує ресурс її надійності. Руйнування внаслідок сумісної дії корозії та експлуатаційних навантажень викликане складними факторами, які можна розділити на внутрішні та зовнішні. Внутрішні традиційно розглядають, як залежні від хімічного складу. До зовнішніх факторів відносять корозійне руйнування внаслідок зовнішнього середовища, до якого входять: атмосферний вплив, методи експлуатації і зберігання. Вплив вологи, мінеральних добрив і їх комбінацій суттєво зменшує ресурс елементів конструктивних елементів сільськогосподарських машин, особливо при пошкодженні захисного покриття. На таких поверхнях несучих вузлів металевих конструкцій утворюються корозійні пошкодження, зароджуються корозійно-втомні поверхневі тріщини, які ростуть до критичних розмірів, виникає небезпека виходу машини з ладу. Слід зазначити, що швидкість росту корозійно-втомних тріщин є набагато більша від швидкості росту втомних тріщин в таких самих металевих матеріалах. Це призводить до зменшення ресурсу (залишкового ресурсу) елементів металоконструкцій сільськогосподарських машин, що і необхідно враховувати при їх розрахунку. Необхідно дослідити вплив корозійно-агресивних середовищ (мінеральні і органічні добрива, корозійно-активні ґрунти і ін.) на втомне руйнування матеріалів і зварних з'єднань сільськогосподарських машин, а також залишковий ресурс елементів металоконструкцій [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Надзвичайно важливим є вирішення проблематики протикорозійного захисту сільськогосподарських машин сільськогосподарської техніки у аграрному виробництві, гострою є необхідність всебічних досліджень процесів корозії, корозійної втоми і корозійно-механічного зносу, про що свідчать дослідження багатьох вчених, зокрема Меламеда М. Н., Северного А. З., Севернєва М. М., Поповича П.В. та ін. У наукових працях вчених сформульовано загальні принципи системи забезпечення збереженості сільськогосподарського машинно-тракторного парку, розроблено технологічні та технічні методи виконання робіт із забезпечення протикорозійного захисту сільськогосподарської техніки [4,5], проте є недостатньо напрацьовань розрахунків таких металоконструкцій при дії агресивних сільськогосподарських середовищ.

Постановка завдання. При внесенні органічних і мінеральних добрив, обробки полів отрутохімікатами для знищення шкідників, на поверхні конструкції осідає пил від хімікатів, який у поєднанні з вологою створює жорстке агресивне середовище, що призводить до інтенсивного корозійного руйнування. Швидкість процесів корозії залежить від степені агресивності середовища, тривалості його дії, температури повітря, стану поверхні металу (складу і структури захисної плівки), хімічного складу металу і наявності механічного напруження, а також від особливостей конструкції: наявності зварних швів, болтових і заклепочних з'єднань, поєднання окремих елементів, що створюють порожнини, щілини, в яких конденсується волога. Атмосферна корозія деталей сільськогосподарської техніки може збільшитися в рази за наявності залишків мінеральних і органічних добрив, отрутохімікатів, ґрунту. Найглибші пітінги утворюються при корозії деталей у нітрофосці, мідному купоросі. З органічних добрив найбільш корозійно активні торфові компости, найменше – екскременти корів і гній на їх основі, а також низовинний і верховий торф [4, 9]. Частинки забруднень, що залишилися після очищення машин, за наявності вологи є хімічно активними і прискорюють процеси корозії. Наявність забруднення на деталях збільшує корозію, оскільки у поєднанні з вологою вони можуть створювати активне електрохімічне середовище, що викликає інтенсивніші процеси корозії. Корозія найбільш небезпечна для деталей, які працюють при динамічних навантаженнях (пружини, пружинні лапи культиваторів, осі, вали і т. д.). Строк служби деталей внаслідок втомних руйнувань на практиці часто скорочується на 40-60%. При аналізі зломів деталей (лап культиватора,

валів тощо) встановлено, що початком багатьох руйнувань послужили виразки від корозії і пігментів. Небезпечними є руйнування тонколистової сталі, внутрішніх поверхонь ємностей для отрутохімікатів [2,3].

В нормативних документах з експлуатації металоконструкцій відсутні обґрунтовані норми допустимих значень корозійних пошкоджень, зменшення несучої здатності елементів конструкцій, що створює складнощі в обґрунтуванні нормативних термінів експлуатації та оцінці граничного стану металоконструкцій, в плануванні витрат на виробництво, ремонтно – відновлювальні роботи [11].

При розробці методів розрахунку залишкового ресурсу і залишкової міцності елементів конструкцій при корозійному і втомному руйнуванню виникає необхідність дослідження корозійної тріщиностійкості конструкційних сталей і зон зварних з'єднань металоконструкцій.

Виклад основного матеріалу. Основною характеристикою опору матеріалу корозійному руйнуванню є діаграма корозійного розтріскування, яка представляє собою залежність швидкості росту тріщини від коефіцієнта інтенсивності напружень і характеризує статичну і циклічну тріщиностійкість металів в корозійному середовищі.

Загальновідомо, закономірності росту корозійно-втомних тріщин визначаються системою метал-середовище, коефіцієнтом асиметрії циклу R , частотою f , формою циклу навантаження, температурою випробувань, рівнем потенціалу зовнішньої поляризації E_n і т.д. [6,7]. Для системи «низькоміцна сталь – водневе середовище» зниження частоти навантаження прискорює розвиток тріщин в діапазоні збільшених значень КІН, в той час як в припороговій області спостерігається інверсія такого впливу і зростання тріщин сповільнюється. Фактор частоти навантаження, як правило, не впливає на кінетику руйнування високоміцних сталей на повітрі, проте істотно проявляється у випадку дії корозійних середовищ. Зменшення f приводить до збільшення швидкості розвитку корозійно-втомних тріщин у низькоміцних сталях, даний ефект максимальний в області середніх рівнів КІН. Разом з тим частотна залежність порогових значень КІН в корозійному середовищі має немонотонний характер з мінімумом, що досягається при певній проміжній частоті. Важливим чинником трансформації кінетичних діаграм корозійно-втомного руйнування і утворення на них ділянок, характерних для діаграм корозійного розтріскування, є накладання катодної поляризації. Відповідно дослідженням на кінетичній кривій втомного руйнування трубної сталі в умовах катодної поляризації появляється плато, в межах якого спостерігається сталість швидкості росту тріщини V . По мірі зниження частоти навантаження плато фіксується при більш високих V і його довжина збільшується. Одна з особливостей визначення корозійно-циклічної тріщиностійкості матеріалів обумовлена специфікою електрохімічної ситуації у вершині тріщини, що розвивається, яка суттєво відрізняється від умов на поверхні випробовуваного зразка. Степінь такої відмінності для системи метал-середовище залежить від довжини тріщини, напружено-деформованого стану у вершині, часу дії середовища, потенціалу зовнішньої поляризації та інших чинників. У зв'язку з цим середовище може по різному впливати на формування зони передруйнування в вершині тріщини і тим самим створювати різний вплив на процес корозійно-втомного руйнування металу. З метою достовірного визначення необхідних характеристик циклічної тріщиностійкості матеріалу в заданому корозійному середовищі в літературних джерелах поширена модель [6], згідно якої зона передруйнування матеріалу, деформованого в водному корозійному середовищі, характеризується трьома параметрами: максимальним значенням КІН циклу K_{max} ; значеннями водневого показника середовища pH ; значеннями електродного потенціалу металу φ_B у вершині тріщини. Тоді швидкість зростання тріщини в металі при дії

водного корозійного середовища визначається загальновідомою з робіт Папасюка А.В., Андрейківа О., Дмитраха І. функцією (1):

$$V = f(C_i, K_{\max}, pH, \varphi_B), \quad (1)$$

де C_i – стала, яка характеризує циклічну тріщиностійкість матеріалу; i – кількість параметрів для заданої системи «матеріал-середовище».

В процесі розвитку корозійно-втомної тріщини кожному значенню швидкості росту на кінетичній діаграмі втомного руйнування цілком відповідають відповідні електрохімічні умови у вершині тріщини, залежні від початкового електрохімічного стану в момент старту початкової тріщини, а також від часу дії середовища і швидкості утворення нової поверхні [8,7]. Тому достатньою і необхідною основною умовою для отримання коректних даних про швидкість росту тріщини і корозійного середовища (інваріантних кінетичних діаграм втомного руйнування) є дотримання ідентичності електрохімічних умов у вершині тріщини по мірі її росту, тобто $\varphi_B = const$, $pH = const$.

У реальній конструкції зміна параметрів pH і φ_B у зв'язку з можливим впливом випадкових експлуатаційних факторів має імовірнісний характер, отже при розрахунках довговічності виникає проблема вибору базової діаграми втомного руйнування для даної системи «метал-середовище». Ця задача розв'язується шляхом побудови інваріантних діаграм, відповідним граничним електрохімічним станам у вершині корозійно-втомної тріщини.

Вплив параметрів навантаження. Для більшості конструкційних сплавів, що піддаються сумісній дії циклічних навантажень і робочих середовищ при експлуатації, процес корозійно-втомного руйнування в залежності від конкретних умов навантаження, може відбуватися, як по механізму корозійної втоми, так і корозійно втоми під напруженням.

Вплив фізико-хімічних чинників. При дослідженні закономірностей росту корозійно-втомних тріщин в залежності від типу середовища, підкислений розчин $NaCl$, повітря і силіконове масло, знайдено, що поріг циклічної тріщиностійкості трьох нержавіючих сталей: аустенітна, аустенітно-феритна і мартенситна, залежить від агресивності середовища і для кожної із сталей досягає максимального значення у присутності силіконового масла. Порівняно з повітрям в маслі рівень порогового КІН зростає, оскільки збільшується розмір пластичної зони і, відповідно, ступінь прояву ЗТ. Для системи високоміцна сталь - дистильована вода виявлено, що обескиснення води прискорює ріст тріщин при середніх ΔK , не роблячи впливу в низько- і високоамплітудних областях навантаження. Накладення зовнішньої катодної поляризації обумовило якісно такий же результат, проте в хлоридному розчині прискорення розвитку тріщин спостерігається також при низьких КІН. Важливим чинником інтенсифікації руйнування є підвищення температури випробувань в інтервалі 25..85 °С, особливо у високоамплітудній області. Ступінь прискореної дії температури випробувань на ріст тріщин істотно залежить від частоти навантаження, досягає максимуму в середньому діапазоні досліджуваних частот ($f = 1$ Гц) [6,7].

Вплив корозійних факторів на тріщиностійкість матеріалів. Вцілому, традиційно розрізняють три основних механізми впливу корозійного середовища на тріщиностійкість конструкційних матеріалів: адсорбційний спад міцності, водневе окрихчення і хімічне розчинення. Адсорбція поверхнево активних речовин на поверхні високонапруженого матеріалу в вершині тріщини приводить до зменшення поверхневої енергії і полегшує руйнування (ефект Ребіндера). Основним процесом, що прискорює

докритичний ріст тріщини, призводить до поломок і відмов, є окрихчення малої області поблизу вершини тріщини. Атомарний водень, який завжди присутній в чистому виді, чи зв'язаний з нейтральними молекулами, в результаті дифузії здатний проникати у всі метали. Розчинність водню при нормальній температурі і тиску складає від 10 до 100 см³ на 1 кг металу. Окрихчення спостерігається вже при концентрації в 2см³/1 кг металу, а при 10 см³ /1 кг є небезпечним. Для металу найбільш вразливими для проникнення водню є ділянки не захищених окисною плівкою нових поверхонь [6,7].

Аналіз корозійних пошкоджень сільськогосподарської техніки показав, що внаслідок спільного впливу атмосферної корозії і механічних навантажень, з причини робочих перевантажень, внаслідок втрати міцності від корозії з ладу виходять 20 ... 25% с/г машин. Незважаючи на поширені корозійні руйнування металоконструкцій, корозійні виразки, пітинги, терміни служби агрегатів і інших складових, на сьогодні, встановлюються без урахування сумісних впливів корозійно-активних середовищ і експлуатаційної навантаженості, причому найбільш небезпечними з позиції корозійно – втомних пошкоджень є добрива та отрутохімікати.

В процесі експлуатації розкидачів добрив і с/г транспортних засобів на елементи несучих систем діють випадкові складні комбінації різно орієнтованих у просторі силових факторів, що обумовлюється випадковим характером джерел збурень. У спектрах випадкових процесів навантаженості виділяються три гармоніки з частотами в діапазонах 1,4-1,8Гц, 4-5Гц, 8-9Гц. Близько 80% енергії випадкових процесів зосереджено в діапазоні частот 1-3,5Гц. [8,10, 11].

Висновки. Ряд корозійної активності добрив за глибиною пітингів відрізняється від ряду активності добрив за втратою маси. Характер корозійних пошкоджень при корозії в середовищі мінеральних добрив для кожного виду добрива і матеріалу буде різним. В певних добривах корозія проходить рівномірним шляхом, в інших переважає місцева корозія з утворенням глибоких пітингів, що часто призводить до руйнування деталей при загальній незначній корозії. Найбільш корозійно-активними у обох випадках є нітрофоска та сульфат амонію.

Класичні методи розрахунково-експериментальної оцінки довговічності на стадії зародження втомних тріщин в конструктивних системах базуються на припущенні про суцільність матеріалів і недопустимість виникнення втомних пошкоджень в найбільш небезпечних перетинах елементів конструкції.

Вказані підходи, особливо при циклічних експлуатаційних навантаженнях несучих систем в агресивних середовищах, високому рівні залишкових напружень і наявності корозійних пошкоджень, які призводять до появи пітингів на ранній стадії експлуатації машин, не забезпечують адекватне прогнозування ресурсу машини. У випадках, коли ресурс конструкції визначається кінетикою розвитку корозійно-втомних тріщин, необхідно застосувати положення механіки руйнування.

Список літератури

1. Северный А. Э. Сохраняемость и защита от коррозии сельскохозяйственной техники [Текст] / А. Э. Северный. – М:ГОСНИТИ, 1993. – 233с.
2. Похмурский В. И. Коррозия в тома металів і сплавів [Текст] / В. И. Похмурский, М.С. Хома. – Львів: Сполом, 2008. – 299 с.
3. Романив О. Н. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов [Текст] / [О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин, Н. А. Махутов та ін.]. – К.: Наукова думка, 1990. – 680 с.
4. P.V.Popovich. Corrosion and Electrochemical Behaviors of 20 Steel and St.3 Steel in Ammonium Sulfate and Nitrophoska / P.V.Popovich, Z.B. Slobodyan // Materials Sciences. – 2014. – Vol. 49, 6 – P.819-826.(Scopus).
5. R.A.Barna. Influence of Operating Media on the Fatigue Fracture of Steels for Elements of Agricultural Mechines/ R.A.Barna, P.V.Popovich// Materials Sciences. – 2014. – Vol. 50, 3 – P.377-380.(Scopus).

6. Панасюк В.В. О некоторых задачах исследования циклической трещиностойкости материалов в жидких средах [Текст] / В.В. Панасюк, Л.В. Ратыч, И.Н. Дмытрах // Физико-химическая механика материалов. – 1982. – №6. – С. 42-49.
7. Романив О. Н. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов [Текст] / [О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин, Н. А.Махутов та ін.]. – К.: Наукова думка, 1990.– 680 с.
8. Шурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
9. Севернев М. М. Износ деталей сельскохозяйственных машин [Текст] / [М. М. Севернев, Г. П. Каплун, В. А. Короткевич, и др.] . – Л.: Колос, 1972. – 288 с.
10. Шурин, К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств [Текст] / дис. ... докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
11. Попович П.В. Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ [Текст] / дис. ... докт. техн. наук. – Тернопіль ТНТУ 2015. – 425 с.

Pavlo Popovich, Prof., DSc., Taras Dovbush, Vasyl Oleksuk, PhD tech. sci.,Vasyl Myts

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Analysis of corrosion - operational factors on the residual life of metal structures of agricultural machinery

It offers an analysis of the additive effects of congestion and aggressive operating environment on metal structure agricultural machinery. Analytically studied the basic mechanisms of the impact of corrosive environment on crack resistance of materials bearing systems of mobile machine. The findings indicated the way to ensure the prediction of residual life of machinery and equipment of agricultural production.

Several corrosive action fertilizers for deep holes is different from the activity of a number of fertilizer by mass loss . The nature of the corrosion damage from corrosion in the environment of fertilizers for each type of fertilizer and the material will be different. In certain fertilizers by corrosion is uniform , the other dominated by local corrosion to form deep holes , which often leads to the destruction of small parts in general corrosion. The most corrosive in both cases is nitro phosphate and ammonium sulfate.

These approaches, especially in cyclical load bearing systems operating in aggressive environments, high residual stresses and the presence of corrosive injuries that lead to the appearance of holes early on operating vehicles.

aggressive environment , stress, cracks

Одержано 04.11.15

УДК 681.518

В.В. Смирнов, доц., канд. техн. наук, Н.В. Смирнова, доц., канд.техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Оптимальное по быстродействию управление объектом при малых значениях ошибки отклонения

Приведено описание решения задачи реализации одного закона управления в системе управления оптимальной по быстродействию. При малых отклонениях система управления переходит в режим стабилизации и переключает закон управления с оптимального по быстродействию на ПИД или ПИ. При этом система перестает быть оптимальной по быстродействию. Задача реализации одного оптимального по быстродействию закона управления при любых значениях ошибки отклонения решена путем ведения в структуру системы управления статистического блока и блока управляемого аттенюатора, что позволило изменять значение управляющего воздействия в режиме стабилизации пропорционально значению ошибки отклонения.

система управления, закон управления, оптимальность по быстродействию

© В.В. Смирнов, Н.В. Смирнова, 2015

6. Панасюк В.В. О некоторых задачах исследования циклической трещиностойкости материалов в жидких средах [Текст] / В.В. Панасюк, Л.В. Ратыч, И.Н. Дымытрах // Физико-химическая механика материалов. – 1982. – №6. – С. 42-49.
7. Романив О. Н. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов [Текст] / [О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин, Н. А.Махутов та ін.]. – К.: Наукова думка, 1990.– 680 с.
8. Шурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
9. Севернев М. М. Износ деталей сельскохозяйственных машин [Текст] / [М. М. Севернев, Г. П. Каплун, В. А. Короткевич, и др.] . – Л.: Колос, 1972. – 288 с.
10. Шурин, К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств [Текст] / дис. ... докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
11. Попович П.В. Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ [Текст] / дис. ... докт. техн. наук. – Тернопіль ТНТУ 2015. – 425 с.

Pavlo Popovich, Prof., DSc., Taras Dovbush, Vasyl Oleksuk, PhD tech. sci.,Vasyl Myts

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Analysis of corrosion - operational factors on the residual life of metal structures of agricultural machinery

It offers an analysis of the additive effects of congestion and aggressive operating environment on metal structure agricultural machinery. Analytically studied the basic mechanisms of the impact of corrosive environment on crack resistance of materials bearing systems of mobile machine. The findings indicated the way to ensure the prediction of residual life of machinery and equipment of agricultural production.

Several corrosive action fertilizers for deep holes is different from the activity of a number of fertilizer by mass loss . The nature of the corrosion damage from corrosion in the environment of fertilizers for each type of fertilizer and the material will be different. In certain fertilizers by corrosion is uniform , the other dominated by local corrosion to form deep holes , which often leads to the destruction of small parts in general corrosion. The most corrosive in both cases is nitro phosphate and ammonium sulfate.

These approaches, especially in cyclical load bearing systems operating in aggressive environments, high residual stresses and the presence of corrosive injuries that lead to the appearance of holes early on operating vehicles.

aggressive environment , stress, cracks

Одержано 04.11.15

УДК 681.518

В.В. Смирнов, доц., канд. техн. наук, Н.В. Смирнова, доц., канд.техн. наук

Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина

Оптимальное по быстродействию управление объектом при малых значениях ошибки отклонения

Приведено описание решения задачи реализации одного закона управления в системе управления оптимальной по быстродействию. При малых отклонениях система управления переходит в режим стабилизации и переключает закон управления с оптимального по быстродействию на ПИД или ПИ. При этом система перестает быть оптимальной по быстродействию. Задача реализации одного оптимального по быстродействию закона управления при любых значениях ошибки отклонения решена путем ведения в структуру системы управления статистического блока и блока управляемого аттенюатора, что позволило изменять значение управляющего воздействия в режиме стабилизации пропорционально значению ошибки отклонения.

система управления, закон управления, оптимальность по быстродействию

© В.В. Смирнов, Н.В. Смирнова, 2015

В.В. Смірнов, доц., канд.техн. наук Н.В. Смірнова, доц., канд.техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна

Оптимальное по быстродействию управление объектом при малых значениях ошибки отклонения

Наведено опис рішення задачі реалізації одного закону управління в системі управління оптимальної за швидкістю. При малих відхиленнях система управління переходить в режим стабілізації і перемикає закон управління з оптимального по швидкості на ПД або ПІ. При цьому система перестає бути оптимальною за швидкістю. Завдання реалізації одного оптимального по швидкості закону управління при будь-яких значеннях помилки відхилення вирішена шляхом ведення в структуру системи управління статистичного блоку і блоку керованого атенюатора, що дозволило змінювати значення керуючого впливу в режимі стабілізації пропорційно значенню помилки відхилення.

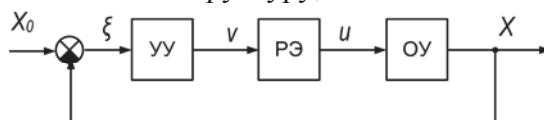
система управління, закон управління, оптимальність по швидкості

Постановка проблемы. В настоящее время оптимальные системы автоматического управления объектом получили большое распространение. Оптимальность системы управления оценивается по разным критериям, определяемым целью управления. Оптимальные по быстродействию системы управления обеспечивают минимальное время переходного процесса при его заданных характеристиках. В то же время, в установившемся режиме работы система управления может не отвечать критерию оптимальности по быстродействию. Это может быть обусловлено различными причинами, например, работой системы управления в условиях влияния возмущающих воздействий или повышенными требованиями к параметрам объекта управления, когда в установившемся режиме приоритетом является точность поддержания какого-либо параметра, а не время его установления. В этом случае система управления использует другой закон управления, который не является оптимальным по быстродействию.

Анализ исследований и публикаций. Система управления объектом, оптимальная по быстродействию описывается дифференциальным уравнением второго порядка [1]:

$$\frac{d^2 X}{dt^2} = Ku. \quad (1)$$

Система в общем виде имеет структуру, блок-схема которой представлена на рис. 1:



УУ – устройство управления, РЭ – релейный элемент, ОУ – объект управления

Рисунок 1 – Блок-схема оптимальной по быстродействию системы управления

Релейный элемент формирует управляющее воздействие с максимальным положительным значением $+M$ для ускорения системы и с максимальным отрицательным значением $-M$ для торможения системы (рис.2).

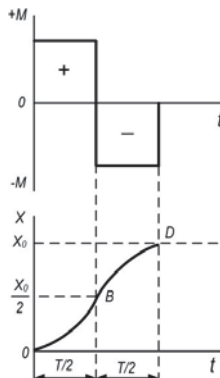


Рисунок 2 – Оптимальное управление системой второго порядка

Траектория переходного процесса для объекта управления выражается двумя отрезками парабол OB и BD с общей касательной в точке B , которая расположена в середине интервала времени T протекания переходного процесса D и является точкой переключения управляющего воздействия от значения $+M$ до значения $-M$. Из этого следует, что оптимальное управление является релейным управлением со значениями $+M$, $-M$ и не более, чем с одним переключением [2].

Управляющее воздействие u формируется релейным элементом $PЭ$ (рис.1) на вход которого подается величина v , которая, в свою очередь, является функцией координат системы [1] и имеет два значения:

$$u = \pm \frac{M}{K}. \quad (2)$$

Задача устройства управления $УУ$ (рис.1) состоит в определении времени переключения релейного элемента $PЭ$ для перехода системы из режима разгона в режим торможения в момент времени, когда $v = 0$.

На фазовой плоскости процесс управления объектом представлен в виде двух семейств парабол (рис.3).

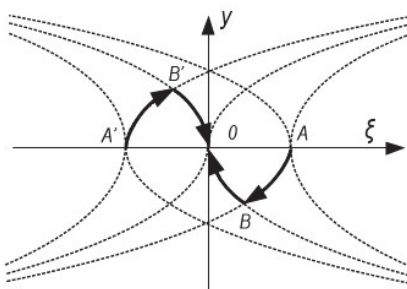


Рисунок 3 – Фазовый портрет управления объектом системой второго порядка

Линия, состоящая из отрезков BOB' , проходящая через начало координат является линией переключения.

Уравнения фазовых траекторий системы в параметрической форме описывается выражением:

$$\xi = \lambda \pm \frac{M}{2}(t - t_1)^2; \quad (3)$$

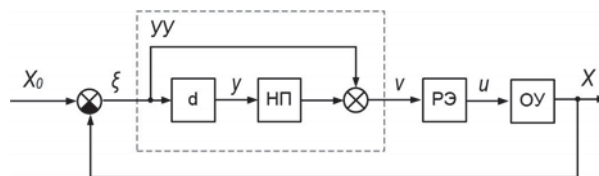
$$y = \frac{d\xi}{dt} = \pm M(t - t_1), \quad (4)$$

где λ и t_1 – постоянные интегрирования, определяемые начальными условиями.

Уравнения парабол (рис.3) получаются путем исключения времени t из выражений (3) и (4):

$$\xi = \lambda \pm \frac{y^2}{2M}. \quad (5)$$

Постановка задачи. Типовая структурная схема системы управления оптимальной по быстродействию, реализующая выражение (5) представлена на рис.4.



d – дифференциатор, НП – нелинейный преобразователь

Рисунок 4 – Структурная схема системы управления оптимальной по быстродействию

На выходе дифференцирующего звена d формируется значение $y = dx/dt$, которое подается на нелинейный преобразователь $НП$, где определяется функция

$$f(y) = \text{sign } y \frac{y^2}{2M}. \tag{6}$$

Управляющий сигнал v на выходе устройства управления $УУ$ определяется выражением:

$$v = \xi + \text{sign } y \frac{y^2}{2M}. \tag{7}$$

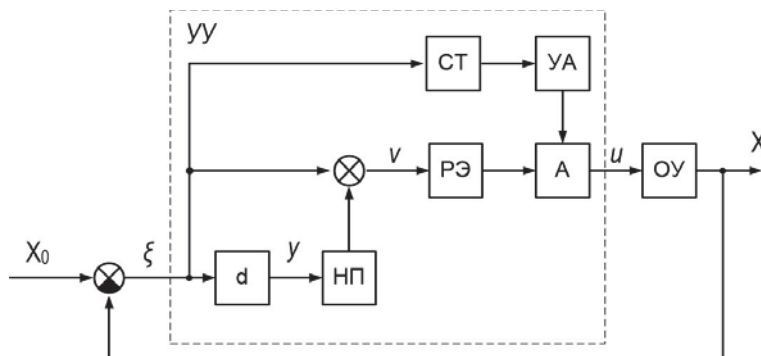
В такой реализации система управления устойчиво работает при больших отклонениях. При малых отклонениях, когда влияние возмущающих воздействий приводит к изменению значения сигнала управления v , происходит сдвиг линии переключения управляющего сигнала на фазовой плоскости (рис.3). При малых отклонениях также существует возможность возникновения автоколебаний. Поэтому в таких системах управления реализованы два закона управления: в переходном режиме – оптимальный по быстродействию, а в режиме стабилизации – ПИ или ПИД. Переключение между режимами осуществляется по величине ошибки отклонения ξ .

При этом в режиме стабилизации система перестает быть оптимальной по быстродействию.

Поэтому задачей является реализация системы управления оптимальной по быстродействию с одним законом управления при любых значениях ошибки отклонения ξ .

Цель работы заключается в обеспечении оптимального по быстродействию закона управления объектом при малых отклонениях.

Основная часть. Для решения задачи реализации одного оптимального по быстродействию закона управления при разных режимах работы разработана структурная схема системы управления, представленная на рис. 5.



СТ – статистический блок, УА – блок управления аттенюатором, А – аттенюатор

Рисунок 4 – Структурная схема системы управления оптимальной по быстродействию

Особенность представленной системы состоит в том, что в режиме стабилизации управляющее воздействие u не принимает максимально возможные значения $\pm M$, как представлено выражением (2), а изменяется от 0 до $\pm M$, в соответствии с выражением

$$u = \frac{k\xi}{K}, \quad (8)$$

где k – коэффициент усиления ошибки отклонения ξ .

Управляющий сигнал v на выходе устройства управления УУ принимает вид:

$$v = \xi + \text{sign } y \frac{y^2}{2k\xi}. \quad (9)$$

Система работает следующим образом: на один вход блока сравнения поступает задающее воздействие X_0 , а на другой - значение регулируемого параметра X с выхода объекта управления ОУ.

На выходе блока сравнения формируется значение ошибки отклонения ξ , которое подается на вход дифференциатора d , на вход сумматора и на вход статистического блока СТ.

Дифференциатор d формирует величину отношения изменения значения ошибки отклонения ξ в интервале измерения y , которая поступает на вход нелинейного преобразователя НП. Значение функции $f(y) = \text{sign } y \frac{y^2}{2k\xi}$, вычисленное нелинейным преобразователем поступает на второй вход сумматора, где формируется сигнал управления v в соответствии с выражением (9). Сигнал управления v поступает на вход релейного элемента РЭ, который осуществляет переключение уровня управляющего воздействия u от максимального положительного значения $+M$ до максимального отрицательного значения $-M$.

Статистический блок СТ, на вход которого поступает значение ошибки отклонения ξ формирует управляющий сигнал для блока управления аттенуатором УА на основании текущего значения ошибки отклонения ξ и статистических данных о величине ошибки отклонения в течение заданного интервала наблюдения.

Блок управления аттенуатором УА управляет значением управляющего воздействия u (значения $\pm M$) в соответствии с выражением (8). С выхода аттенуатора управляющее воздействие поступает на вход объекта управления ОУ.

Таким образом, значение управляющего воздействия u является оптимальным для компенсации текущей ошибки отклонения в текущий момент времени t , а сам закон оптимального по быстродействию управления для САУ остается неизменным.

Выводы. Решение задачи реализации одного оптимального по быстродействию закона управления при разных режимах работы в системе управления позволяет использовать один закон управления вместо двух при любых значениях ошибки отклонения объекта управления от заданного значения без возникновения автоколебаний. Использование статистического блока в системе управления позволяет использовать систему в условиях влияния возмущающих воздействий. Представляется перспективным проведение дальнейших исследований в области создания оптимальных по быстродействию систем управления объектом с одним законом управления.

Список литературы

1. Александровский Н. М. Элементы теории оптимальных систем автоматического управления [Текст] / Александровский Н. М. – М.: Энергия, 1969. – 128 с.
2. Ли Э. Б. Основы теории оптимального управления [Текст] / Ли Э. Б., Маркус Л. – М.: Наука, 1972. – 578 с.

Vladimir Smirnov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Nataliya Smirnova, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The time-optimal control object at small error deviation

The description the optimal time management control law implementation problem solving. For small deviations of the control system switches to the stabilization and switches the control law with optimal time in the PID or PI.

The system ceases to be the optimal time. The task of implementing one-optimal control law for all values of the error deviation is solved by maintaining the statistical unit and controlled attenuator control system structure, which allowed to change the value of control in the stabilization mode proportional to the error deviation.

This decision allowed the control disturbances use without changing the control law system under the influence.

control system, the control law, the time-optimal control

Получено 16.11.15

УДК 669-179

О.В. Толстенко, доц., канд. техн. наук, А.С. Бедін, ст. викл.

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м.Дніпропетровськ, Україна, agrophisimat@rambler.ru

Особенности механической обработки пористых материалов

У статті описано вплив факторів механічної обробки на шорсткість поверхні пористих матеріалів. Представлені математичні моделі впливу даних факторів при обробці різанням і фрезеруванні.
шорсткість Ra, фрезерування, обробка різанням, пористі матеріали

А.В. Толстенко, доц., канд. техн. наук, А.С. Бедин, ст. препод.

Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, г.Днепропетровск, Украина

Особенности механической обработки пористых материалов

В статье описано влияние факторов механической обработки на шероховатость поверхности пористых материалов. Получены математические модели влияния данных факторов при токарной и фрезерной обработках.

шероховатость Ra, фрезерование, обработка резанием, пористые материалы

Постановка проблеми. Застосування литих пористих матеріалів в сучасному машинобудуванні детально описано в [1].

Використання таких матеріалів у фільтрах підвищує продуктивність за рахунок збільшення тиску рідини чи газу. Фільтри піддаються регенерації, мають менший гідравлічний опір, більший ресурс.

© О.В. Толстенко, А.С. Бедін, 2015

Список литературы

1. Александровский Н. М. Элементы теории оптимальных систем автоматического управления [Текст] / Александровский Н. М. – М.: Энергия, 1969. – 128 с.
2. Ли Э. Б. Основы теории оптимального управления [Текст] / Ли Э. Б., Маркус Л. – М.: Наука, 1972. – 578 с.

Vladimir Smirnov, Assos. Prof., PhD tech. sci., Nataliya Smirnova, Assos. Prof., PhD tech. sci.

Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine

The time-optimal control object at small error deviation

The description the optimal time management control law implementation problem solving. For small deviations of the control system switches to the stabilization and switches the control law with optimal time in the PID or PI.

The system ceases to be the optimal time. The task of implementing one-optimal control law for all values of the error deviation is solved by maintaining the statistical unit and controlled attenuator control system structure, which allowed to change the value of control in the stabilization mode proportional to the error deviation.

This decision allowed the control disturbances use without changing the control law system under the influence.

control system, the control law, the time-optimal control

Получено 16.11.15

УДК 669-179

О.В. Толстенко, доц., канд. техн. наук, А.С. Бедін, ст. викл.

Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет, м.Дніпропетровськ, Україна, agrophisimat@rambler.ru

Особенности механической обработки пористых материалов

У статті описано вплив факторів механічної обробки на шорсткість поверхні пористих матеріалів. Представлені математичні моделі впливу даних факторів при обробці різанням і фрезеруванні.

шорсткість Ra, фрезерування, обробка різанням, пористі матеріали

А.В. Толстенко, доц., канд. техн. наук, А.С. Бедин, ст. препод.

Днепропетровский государственный аграрно-экономический университет, г.Днепропетровск, Украина

Особенности механической обработки пористых материалов

В статье описано влияние факторов механической обработки на шероховатость поверхности пористых материалов. Получены математические модели влияния данных факторов при токарной и фрезерной обработках.

шероховатость Ra, фрезерование, обработка резанием, пористые материалы

Постановка проблеми. Застосування литих пористих матеріалів в сучасному машинобудуванні детально описано в [1].

Використання таких матеріалів у фільтрах підвищує продуктивність за рахунок збільшення тиску рідини чи газу. Фільтри піддаються регенерації, мають менший гідравлічний опір, більший ресурс.

© О.В. Толстенко, А.С. Бедін, 2015

Підшипники з литих пористих матеріалів, за рахунок високої міцності, застосовуються при великих навантаженнях і швидкостях експлуатації.

Електрохімічні джерела енергії працюють при підвищених механічних навантаженнях і вібрації.

Фрикційні матеріали перспективні через високу міцність і задану орієнтацію пор відносно площини тертя.

Литі пористі матеріали, при закритих порах, можна застосовувати для виготовлення високотемпературних ущільнювачів і термоізоляційних прокладок.

Використання їх в якості легких конструкційних матеріалів забезпечує міцність і демпфуючі властивості виробів в автомобільній промисловості, авіаційній і космічній техніці.

Міцність і низький опір течії рідини і газів матеріалів з циліндричними порами дозволяє використовувати їх в роздільниках газу і рідини, капілярних насосах, носіях каталізаторів, теплових елементах, полум'ягасниках, композиційних матеріалах, поглиначів випромінювання, конденсаторах рідин з пари, випарних охолоджувачах та ін.

У багатьох наведених випадках велике значення має якість механічної обробки поверхні. Для забезпечення точності розмірів зразків і високої якості оброблюваної поверхні найбільш широко застосовується обробка різанням і фрезеруванням.

Постановка завдання. Метою проведеного дослідження – порівняльний аналіз шорсткості поверхні зразків від наступних факторів:

- механічна обробка різанням: швидкість різання, поперечна подача, використовується мастильно-охолоджуюча рідина [2];
- фрезерування: число обертів фрези, фактична хвилинна подача столу, використовується мастильно-охолоджуюча рідина [3].

Виклад основного матеріалу. Відповідно, механічна обробка здійснювалася відрізним різцем з швидкорізальної сталі Р6М5К5 і відрізною дисковою фрезою з середнім зубом (Ø125x1,6; Р6М5) на горизонтально-фрезерному верстаті (модель 6Р81Г).

Шорсткість поверхні зразків вимірювалася профілометром (модель 296). Випробування проводилися на зразках заввишки 5 мм і діаметром 20 мм з аксіальним порами середнього діаметра - 20 - 40 мкм.

Вимірювання середнього арифметичного відхилення профілю обробленої поверхні (R_a) проводилось при подачах X_2 0,05-0,1 мм / об, швидкостях різання X_1 78,5-31,4 м/хв і при використанні мастильно-охолоджуючих рідин X_3 (водний розчин мила, індустріальне мастило).

Для оцінки впливу вказаних факторів і математичної обробки результатів використовували модель першого порядку. Досліди повторювали три рази. Для одержання коефіцієнтів регресії використовували повний факторний експеримент 2^3 . Значення рівней змінних факторів і середні результати вимірювань показано в табл. 1 і табл.2.

Таблиця 1 – Рівні змінних факторів для обробки різанням

Фактори	Швидкість різання, м/хв	Поперечна подача, мм/об	Мастильно-охолоджуюча рідина
Верхній рівень	78,5	0,1	Індустріальне мастило (И20)
Нижній рівень	31,4	0,05	Водний розчин мила

Таблиця 2 – Матриця плану 2^3 дослідження для обробки різанням

№ досліду	X_0	X_1	X_2	X_3	Середня шорсткість поверхні R_a , мкм
1	+	-	-	-	2,97
2	+	+	-	-	2,30
3	+	-	+	-	4,23
4	+	+	+	-	2,27
5	+	-	-	+	2,11
6	+	+	-	+	0,89
7	+	-	+	+	5,87
8	+	+	+	+	1,90

Для фрезерної обробки вимірювання середнього арифметичного відхилення профілю обробленої поверхні (R_a) проводилось при фактичних хвилинних подачах столу X_2 35-65 мм/хв, числі обертів обертання фрези X_1 100-800 xv^{-1} і при використанні мастильно-охолоджуючих рідин X_3 (водний розчин мила, індустріальне мастило).

Для оцінки впливу вказаних факторів і математичної обробки результатів використовували модель першого порядку. Досліди повторювали три рази. Для одержання коефіцієнтів регресії використовували повний факторний експеримент 2^3 . Значення вибраних змінних факторів і середні результати вимірювань показано в табл. 3 і табл.4.

Таблиця 3 – Рівні змінних факторів для фрезерної обробки

Фактори	Числі обертів фрези, xv^{-1}	Фактична хвилинна подача столу, мм/хв	Мастильно-охолоджуюча рідина
Верхній рівень	800	65	Індустріальне мастило (И20)
Нижній рівень	100	35	Водний розчин мила

Таблиця 4 – Матриця плану 2^3 дослідження для фрезерної обробки

№ досліду	X_0	X_1	X_2	X_3	Середня шорсткість поверхні R_a , мкм
1	+	+	+	+	0,958
2	+	-	+	+	0,305
3	+	+	-	+	0,568
4	+	-	-	+	0,321
5	+	+	+	-	0,915
6	+	-	+	-	0,355
7	+	+	-	-	0,761
8	+	-	-	-	0,567

Результати дослідження. Рівняння регресії, після розрахунку коефіцієнтів, для обробки різанням:

$$R_a = 2,82 + 0,98X_1 - 0,75X_2 + 0,13X_3 - 0,51X_1X_2 - 0,32X_1X_3 + 0,44X_2X_3 \quad (1)$$

Для фрезерної обробки, рівняння регресії виглядає наступним чином:

$$R_a = 0,59 + 0,21X_1 + 0,04X_2 - 0,06X_3 + 0,10X_1X_2 + 0,02X_1X_3 + 0,06X_2X_3. \quad (2)$$

Висновки. За отриманими результатами, в першому наближенні, можна зробити наступні висновки:

1. Найбільший вплив на шорсткість поверхні литих пористих матеріалів при обробці є число обертів шпинделя або фрези;

2. При токарній обробці найменший вплив на шорсткість оброблюваної поверхні дає мастильно-охолоджуюча рідина. При фрезерній обробці – фактична хвилинна подача столу;

3. При токарній обробці поверхні литих пористих матеріалів кількість відкритих пор більше, ніж при фрезерній обробки (відповідно, шорсткість поверхні буде вище при токарній обробці).

Список літератури

1. Шаповалов В.И. Легирование водородом [Текст] / В.И.Шаповалов. – Днепропетровск: Журфонд, 2013. – 385 с.
2. Карпов В.Ю. Шероховатость литых пористых материалов (газаров) при обработке резанием [Текст] / В.Ю. Карпов, А.В. Толстенко, А.С. Бедин // Новые материалы и технологии в машиностроении. Сборник научных трудов по итогам международной научно-технической конференции. – Брянск: БГИТА, 2012. – Вып. 15. – С.64-65.
3. Карпов В.Ю. Шероховатость литых пористых материалов (газаров) при фрезерной обработке [Текст] / В.Ю.Карпов, А.В.Толстенко, А.С.Бедин и др. // Новые материалы и технологии в машиностроении. Сборник научных трудов по итогам международной научно-технической конференции. – Брянск: БГИТА, 2013. – Вып. 17. – С.44-45.

Oleksandr Tolstenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Andriy Bedin, Assis. Prof.

Dniepropetrovsk state agrarian economics university, Dniepropetrovsk, Ukraine

The machining of porous materials

The article describes the influence of factors of the machining on the surface roughness of porous materials.

The equations of regression is presented for the turning and milling of porous materials.

The speed of spindle (cutter) have greatest influence on the surface roughness (R_a) of the porous materials.

surface roughness R_a , milling, cutting process, porous materials

Одержано 06.10.15