

УДК 631.37

## МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФУНКЦІОНУВАННЯ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ

Кюрчев В.М., к.т.н,

Надикто В.Т., д.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-04-60

**Анотація** - викладено один із методичних підходів до здійснення математичного моделювання функціонування машинно - тракторних агрегатів.

**Ключові слова** - машинно - тракторний агрегат, математична модель, адекватність, передаточна функція, амплітудна частотна характеристика (АЧХ), фазова частотна характеристика (ФЧХ).

*Постановка проблеми.* Одним із найважливіших етапів наукової роботи є теоретичні дослідження. У більшості випадків вони дозволяють обґрунтувати схему, параметри і режими роботи того чи іншого МТА без проведення відповідних експериментальних випробувань. Тим більше, що здійснення останніх із-за низки об'єктивних причин інколи є занадто проблематичним.

Теоретичні дослідження зручно виконувати з допомогою математичної моделі вивчаємого процесу. Перед її написанням слід розробити відповідну програму-методику. До речі, одним із обов'язкових моментів останньої має бути перевірка розробленої математичної моделі на адекватність. Тільки після цього отримані результати математичного моделювання можна вважати достовірними. Як показує практика, багато молодих науковців починають роботу з ігнорування вимоги щодо наявності програми та методики теоретичних досліджень. Вони твердо впевнені, що її слід розробляти лише для проведення експериментальних робіт.

В результаті, із-за відсутності ретельно виваженого алгоритму дій, більшість «досліджень» закінчуються лише математичним описом вивчаємого процесу, який, на думку їх авторів, може бути використаний для здійснення математичного моделювання. В кращому випадку подаються фрагменти геометричної інтерпретації результатів теоретичних розрахунків без будь-якого (а не те, що предметного!) їх аналізу.

Не заглиблюючись у більш детальний аналіз існуючих недоліків планування та проведення теоретичних досліджень, спробуємо продемонструвати власний підхід до розробки та практичної реалізації стратегії математичного моделювання функціонування машинно - тракторних агрегатів.

*Методика.* Для прикладу розглянемо методика, яка була використана в процесі розробки системи агрегування МТА на основі модульних енергетичних засобів (МЕЗ) [1]. Схема і конструктивно-технологічні параметри їх мали бути такими, які б забезпечували задовільну стійкість та керованість руху блоково-модульних агрегатів у горизонтальній площині. Перед розробкою математичних моделей функціонування вказаних МТА визначилися, що керованість руху слідкуючої динамічної системи (а саме до такої і відносяться агрегати на основі МЕЗ) – це її реакція на керуючий вплив. Аналогічно, стійкість руху – це реакція системи на зовнішні збурення. Із теорії автоматичного керування відомо [2], що ідеальні амплітудні частотні характеристики (АЧХ) відтворення слідкуючою динамічною системою керуючого впливу в робочому діапазоні частот його коливань повинні дорівнювати **одиниці**, а фазові частотні характеристики (ФЧХ) – **нулю**. Натомість, при відтворенні агрегатом зовнішніх збурень ідеальні АЧХ повинні бути рівними **нулю**, а ФЧХ – **прямувати до нескінченності**.

У символічній формі запису це виглядає так:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ідеальні характеристики:} \\ \text{АЧХ} = \left\{ \begin{array}{l} 1 - \text{керованість руху;} \\ 0 - \text{стійкість руху;} \end{array} \right. \\ \text{ФЧХ} = \left\{ \begin{array}{l} 0 - \text{керованість руху;} \\ \infty - \text{стійкість руху} \end{array} \right. \end{array} \right\} \quad (1)$$

В реальних умовах ідеальні частотні характеристики частіше за все недосяжні. Тобто, дійсні АЧХ і ФЧХ досліджуваної динамічної системи можуть не відповідати вимогам (1). Проте, в процесі математичного моделювання її схему та конструктивно-технологічні параметри можна підібрати такими, які забезпечать найкращу наближеність дійсних вказаних частотних характеристик до ідеальних. Іншими словами, система (1) – це той вектор, в напрямку якого слід рухатися під час проведення математичного моделювання. Отримання АЧХ і ФЧХ будь-якої динамічної системи – процес, в принципі, тривіальний. Для цього необхідно реалізувати наступний алгоритм:

- скласти диференційні рівняння руху динамічної системи;
- перейти від диференціальної до операторної форми запису, тобто здійснити перетворення Лапласа [3];
- скласти відповідні передаточні функції;

- розрахувати дійсні АЧХ і ФЧХ.

А далі і починається процес математичного моделювання, який полягає у систематизованому підборі (тобто синтезі) такої схеми та параметрів динамічної системи, які забезпечують їй максимальне наближення дійсних АЧХ і ФЧХ до бажаних (ідеальних). З прикладами практичної реалізації такого методичного підходу можна досить детально ознайомитися в роботах [4-7].

*Основна частина.* Як уже підкреслювалося вище, для отримання достовірних результатів математичного моделювання слід обов'язково здійснити перевірку математичної моделі на адекватність. Ми, при здійсненні цієї процедури, йдемо одним із двох освоєних способів. Перший полягає у порівнянні теоретичної та експериментальної нормованих спектральних щільностей заданого вихідного параметру, який є результатом функціонування динамічної системи.

Згідно з другим способом порівнюються теоретична та експериментальна амплітудно-частотні характеристики системи при відтворенні нею вхідного керуючого впливу або збурення. Обидва методичних підходи досить предметно висвітлені в роботі [8]. Насамкінець приведемо приклад практичної реалізації математичного моделювання функціонування блоково-модульних МТА. Під час розробки системи агрегування МЕЗ універсально – просапного призначення постало питання щодо вибору його конструктивної схеми, яка полягала у визначенні способу з'єднання енергетичного (ЕМ) та технологічного (ТМ) модулів горизонтальній площині [1]. До розгляду були прийнято чотири варіанти.

Згідно з першим технологічний модуль приєднувався до енергетичного з допомогою вертикального шарніру, який забезпечував їх відповідну поворотність відносно один одного у горизонтальній площині (рис.1а).

За другим варіантом ТМ і ЕМ з'єднувалися жорстко (рис.1б). Керування напрямком руху МТА на основі такого МЕЗ здійснювалося лише поворотом керованих коліс ЕМ.

Третій спосіб з'єднання модулів МЕЗ був теж жорстким, але колеса ТМ поверталися при цьому синхронно з передніми керованими колесами ЕМ (рис.1в).

І, нарешті, згідно з четвертим варіантом технологічний модуль приєднувався до енергетичного з допомогою шарніру, який мав кінематичний зв'язок з керованими колесами МЕЗ (рис.1г).

Певна річ, розв'язати задачу вибору конструктивної схеми МЕЗ можна було і експериментальним шляхом. Правда для цього треба було б виготовити чотири їх варіанти, що є як важко здійсненим, так і фінансово затратним.

У зв'язку з цим поставлену проблему вирішували теоретичним шляхом. Для цього на основі першого варіанту схеми МЕЗ (див. рис.1а) розробили математичну модель, яку потім видозмінювали з урахуванням особливостей інших трьох конструктивних рішень [1].

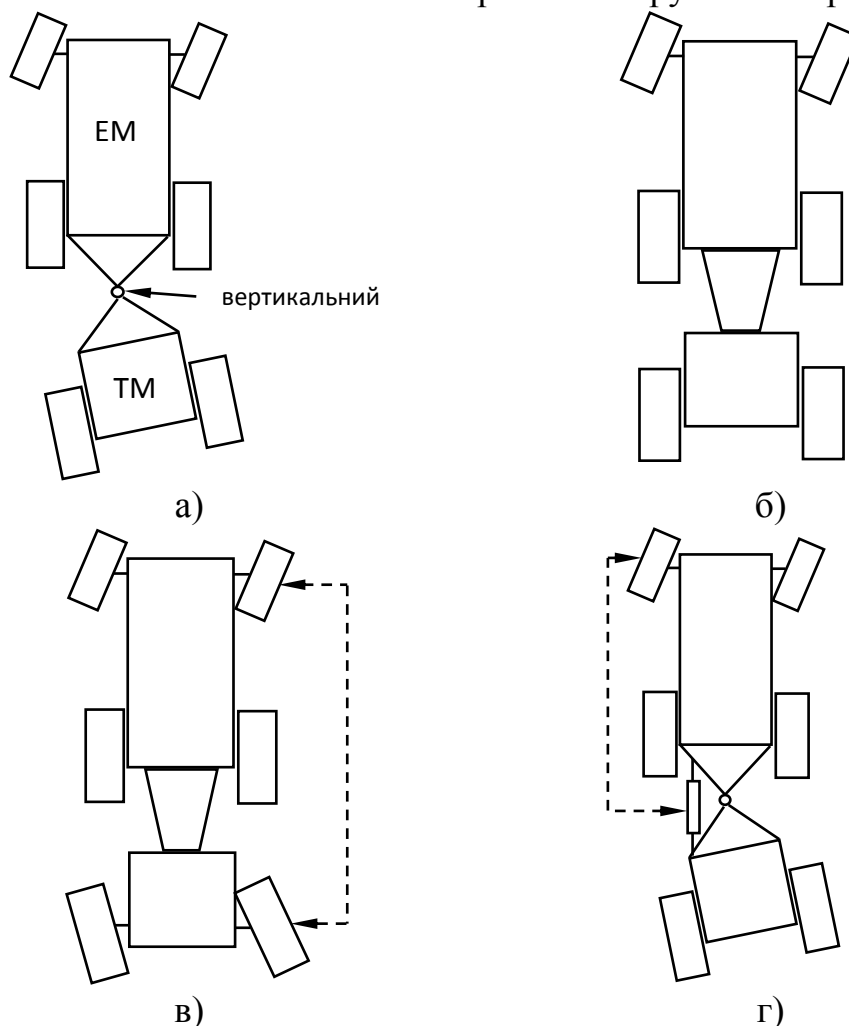


Рис.1. Схеми з'єднання енергетичного та технологічного модулів МЕЗ у горизонтальній площині

Після представлення моделей у операторній формі запису склали відповідні передаточні функції і на їх основі розраховували дійсні АЧХ та ФЧХ. Останні порівнювали з ідеальними, які отримували із системи (1). В результаті математичного моделювання встановлено, що найкращу керованість руху має МЕЗ з жорстким з'єднанням енергетичного та технологічного модулів (рис.1б). Його АЧХ (крива 4, рис.2) є найближчою до ідеальної (крива 1, рис.2).

При незаблокованому варіанті з'єднання модулів (ри.1а) відпрацювання МЕЗ керуючого впливу здійснюється з недорегулюванням (крива 5, рис.2). Натомість, інші дві схеми (рис.1в і 1г) забезпечують пере регулювання вхідної величини і вихідну (курсовий кут енергетичного модуля МЕЗ).

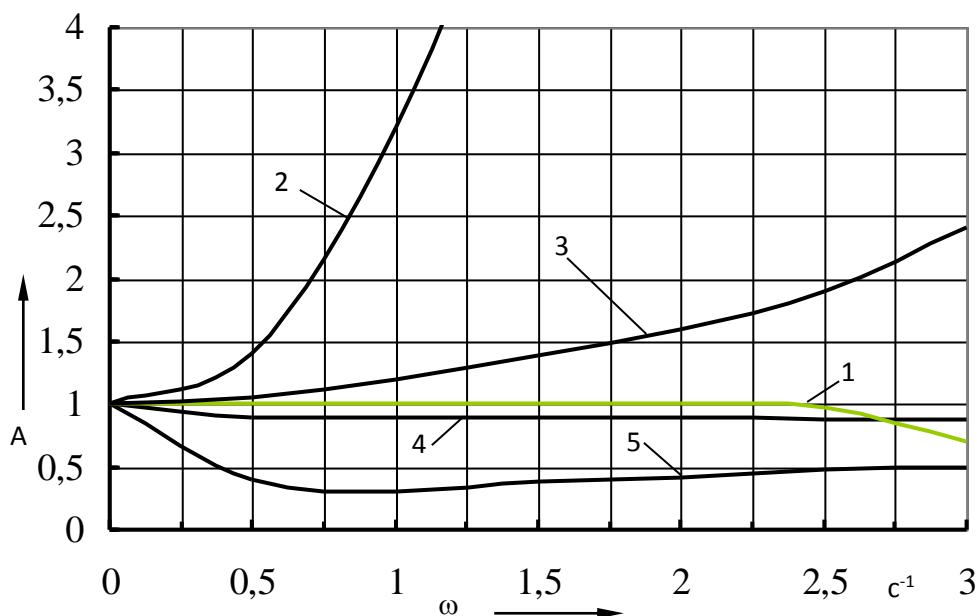


Рис.2. Ідеальна (1) та дійсні (2-5) АЧХ відтворення МЕЗ керуючого впливу при різних способах з'єднання його енергетичного та технологічного модулів: 2 – рис.1г; 3 – рис.1в; 4 – рис.1б; 5 – рис.1а

Фазові частотні характеристики, тобто запізнення реакції динамічної системи на керуючий вплив, теж найкращі у МЕЗ з жорстким з'єднанням модулів у горизонтальній площині. МТА на основі модульного енергетичного засобу за такою схемою виявився і найбільш стійким щодо дії зовнішніх збурень. Цей та інші результати математичного моделювання були повністю підтвержені даними виробничої перевірки блоково-модульних МТА [1]. Наголосимо, що викладена вище методологія проведення математичного моделювання функціонування динамічних систем широко використовується нами для обґрунтування схеми, конструктивних параметрів та режимів роботи машинно-тракторних агрегатів на основі нових орно-просапних тракторів сімейства ХТЗ-160 [9, 10]. Технологічні властивості цих енергетичних засобів (передній навісний механізм, передній вал відбору потужності, реверсивний пост керування, реверсивна трансмісія тощо) дають можливість розробляти на їх основі вискоєфективні комбіновані агрегати за схемою «push-pull» («штовхай-тягни»).

*Висновки.* Викладений вище аналіз вказує на достатню прозорість і ефективність методології математичного моделювання функціонування машинно - тракторних агрегатів на основі використання положень теорії автоматичного регулювання динамічних систем.

#### Література

1. *Надыкто В.Т.* Основы агрегатирования модульных энергетических средств/ *В.Т.Надыкто.* - Мелитополь, КП «ММД».- 2003.- 240 с.

2. Солодовников В.В. Основы теории и элементов систем автоматического регулирования /В.В. Солодовников, В.Н. Плотников, А.В.Яковлев. - М.: Машиностроение, 1985.- 536 с.

3. Бронштейн И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов/ И.Н.Бронштейн, К.А.Семендяев.- М.: Наука. – 1981. – 720 с.

4. Надикто В.Т. Управляемость и устойчивость движения агрегата на основе МЭС /В.Т.Надикто.- Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1998.- №7.

5. Надикто В.Т. Анализ управляемости и устойчивости движения МТА /В.Т.Надикто.- Збірник наукових праць ТДАТА. - 2004. -Вип. 24.

6. Габай Е.В. Математическая модель и анализ качества управления направлением движения МТА с рассредоточенными по ширине захвата активными колесами/Е.В.Габай. - В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС). Труды НАТИ.- М., 1983.

7. Булгаков В.М. Агрегування плугів / В.М.Булгаков, В.І. Кравчук, В.Т. Надикто. – К.: Аграрна наука. – 2008. – 152 с.

8. Надикто В.Т. Методики та результати перевірки математичних моделей МТА на адекватність/В.Т.Надикто, О.І.Генов, В.Б. Мітков. – Збірник наукових праць ТДАТА. – 2005. – Вип.7.

9. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навч. посібник / В.Т.Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М.Кюрчев, С.Л.Абдула. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. – 337 с.

10. Надикто В.Т. Дослідження керованості руху жнивально-лушильного агрегату /В.Т.Надикто, М.О.Бодня, В.К.Кумпан. – Збірник наукових праць ТДАТА, 2003. -Вип.11

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

В.Н. Кюрчев, В.Т. Надикто

**Аннотация** - изложен один из методических подходов к осуществлению математического моделирования функционирования машинный - тракторных агрегатов.

## MATHEMATICAL DESIGN FUNCTIONINGS MASHINE – TRACTOR AGGREGATES

V. Kurchev, V. Nadykto

### *Summary*

**One of the methodical going is expounded near realization of mathematical design of functioning machine - tractor aggregates.**

УДК 631.3(075.8)

## ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ ГАЛУЗІ МЕХАНІЗАЦІЇ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА НА СУЧАСНОМУ ЕТАПІ

Безуглий М.Д., акад. НААНУ,  
Адамчук В.В., чл.-кор. НААНУ,  
Булгаков В.М., чл.-кор. НААНУ  
*Національна академія аграрних наук України*  
Тел. (0619) 42-04-60

**Анотація** - проаналізовано сучасний стан наукового забезпечення та розвитку галузі механізації сільського господарства та сільськогосподарського машинобудування країни. Критично розглянуті наукові дослідження та конструкторські розробки, що виконуються зараз в галузі механізації сільського господарства та сформовані завдання фундаментальних і прикладних досліджень цієї галузі науки.

**Ключові слова** – сільське господарство, механізація, машинобудування, техніка.

Сучасне сільськогосподарське виробництво – це багатотехнологічна галузь господарювання, проблеми розвитку якої мають комплексний характер, пов'язаний з природою, великими людськими і матеріально-технічними ресурсами та значним за обсягами обігом коштів.

*Постановка проблеми.* Технічною і технологічною основою агропромислового комплексу, стрижнем товарного виробництва високоякісних продуктів харчування і переробної промисловості є машинні технології, фактично механізація сільського господарства, автоматизація його виробничих процесів, сучасні системи і комплекси машин. Проаналізуємо в якому стані знаходиться зараз механізація сільського господарства, починаючи з розвитку науки, забезпечення новітніми технологіями та технічними засобами для землеробства і тваринництва тощо.

*Аналіз останніх досліджень.* Наукові дослідження в галузі механізації сільського господарства без сумніву повинні спрямовуватись безпосередньо на розробку і використання сільськогосподарських машин і комплексів. Це також стосується і фундаментальних досліджень у цій галузі, які так само повинні “працювати” на глобальні перспективні розробки сільськогосподарських машин нашого і наступних поколінь [1].

Спочатку розглянемо схему, за якої зараз відбувається втілення наукових розробок вчених у реальні працездатні сільськогосподарські машини сучасного технічного рівня.

Наукове опрацювання майбутньої сільськогосподарської машини проходить шлях досить довгого ланцюга, який починається з розробки технічного завдання, коли сільськогосподарської машини ще фактично немає, а тільки намічаються її науково опрацьовані обриси. Далі розробляється технічне завдання, технічний проект, конструкторський проект, виготовлення дослідних зразків, низка випробувань, доробки і постанова на виробництво.

Між науковим опрацюванням (науково-дослідною роботою) майбутньої сільськогосподарської машини та постановою її на виробництво пролягає величезна прірва, легко подолати яку зараз здається взагалі неможливо.

*Формулювання цілей статті.* Відверто кажучи, вже багато років аж до сьогодні вчені (галузевої, академічної й університетської науки) у більшості випадків витрачають марні, іноді потужні зусилля, однак жодним чином не можуть полегшити “втілення в життя” в конструкторських установах власних напрацювань, оскільки від початку проектування і конструювання сільськогосподарських машин від них завжди відмежовуються, або шукають можливість якимось чином “обійти”. Разом з цим не можна пригадати випадки, коли конструктор нової сільськогосподарської машини прискіпливо шукає у бібліотеці наукові статті і вишукує з них якісь обґрунтовані параметри для майбутньої конструкції, яку він створює. Загальновідома тенденція, що конструкторські розробки по складних сільськогосподарських машинах завжди мають стовідсоткове авторство конструкторів, які їх проєктують і конструюють, а про вчених намагаються у більшості випадків взагалі не згадувати. Однак, також загальновідомо, що більшість конструкторських розробок виконується без належного міцного розрахунку, не кажучи вже про кінематичні, або динамічні (які на етапі безпосереднього створення сільськогосподарських машин ніколи не робились і не робляться) розрахунки. Конструктори у переважній більшості проєктують “від коліна”, без будь-яких розрахунків і моделювання, покладаючись лише на аналоги і власну інтуїцію. Для конструктора “найтяжчий гріх”, коли спроектована ним деталь (конструкція) при першому ж випробуванні зламається, зігнеться, або скрутиться. А тому, відразу конструкторами навмисно закладаються умови збільшення товщини, діаметрів, ваги та інших розмірів. Ні про які оптимальні параметри енергомісткості, металомісткості, зрівноваженості конструкцій і машин спочатку її проєктування мова не йде. Ось чому здається, що сільськогосподарські машини вітчизняного виробництва занадто важкі і громіздкі. Як показують розрахунки середня енер-



гоємність технологічних процесів, що виконують вітчизняні сільськогосподарські машини у 1,5...2,5 рази більша ніж у їх іноземних аналогів.

Однак, світовий досвід показує, що втілення наукових розробок у конкретні сільськогосподарські машини є не таким складним процесом, як здається на перший погляд.

Достатньо спочатку організаційно об'єднати усіх виконавців справи під одним дахом. На цьому неодноразово наголошували в кінці минулого віка видатні вчені галузі механізації сільського господарства. Нижче будуть розглянуті конкретні кроки в цьому напрямку, який підтверджується багаторічною успішною роботою провідних західних фірм, виробників найсучаснішої сільськогосподарської техніки.

*Основна частина.* А спочатку проаналізуємо в якому стані сьогодні знаходиться наука в галузі механізації сільського господарства? Відверто кажучи, після того, як з життя пішли академіки П.М. Василенко і Л.В. Погорілий рівень наукових досліджень у нас помітно знизився, оскільки останні маючи енциклопедичні знання, величезний досвід та необмежений авторитет виконували нелегку “селекційну” роботу і надто слабких робіт ніколи не пропускали. Взагалі позитивний відгук на наукову роботу перед її захистом з вуст цих знаних вчених вже свідчив про достатній її рівень. Однак зараз теоретичні дослідження в даній галузі проводяться або на дуже примітивному рівні (хоча формул, або рівнянь може бути наведена необмежена кількість), або йде повальне переписування навіть цілих розділів з наук, які до механізації сільського господарства і до справжніх технологічних процесів у сільському господарстві, у сільськогосподарських матеріалах і середовищі ніякого відношення не мають.

Найбільш помітно це прослідковується в “грунтовних” дослідженнях по ґрунтообробці у докторських і кандидатських дисертаціях, яких за останні роки з'явилась велика кількість. Так, в одних випадках скиби ґрунту, що безперервно утворюються плугом або сферичним диском моделюються у вигляді матеріальних точок. Причому здобувачі високого наукового ступеня доктора наук навіть не уявляють собі і не розділяють прості поняття “матеріальної точки” і “матеріальної частинки”, пишучи, що нібито вони складають диференціальні рівняння руху (досить прості і загальновідомі) саме для руху частинки, а насправді розглядають лише рух матеріальних точок. Про який сучасний рівень науки в даному випадку може йти мова?

В інших випадках верхній шар родючого ґрунту наділяють такими властивостями, яких він ніколи не мав і не ніколи не матиме, оскільки на одну його пружно-пластичну модель чіпляють другу, потім третю, четверту, п'яту. Причому на захисті дисертацій можуть висловлюватись, що таких моделей можна приєднати ще більшу низку, стверджуючи, що це найбільш точно відповідає (на їх погляд) стану

грунту, а нібито звичайний плуг послідовно руйнує ці моделі...? А насправді це робиться навмисно для отримання трьох –, чотирьох – поверхових рівнянь (що пишуться на двох, трьох сторінках), які взагалі не можна перевірити, проаналізувати та розв'язати. Для розгляду процесів, що відбуваються у ґрунті безпідставно притягають теорії пружності, що використовують у твердих тілах, теорії тріщин у матеріалах, теорії напруженого стану навколо отворів, пружно-пластичні моделі композиційних матеріалів і т. п., з інших галузей наук, оминаючи при цьому ґрунтовні перевірки та експериментальні дослідження.

А то раптово у галузь механізації сільського господарства, яка повинна займатись дослідженням технологічних процесів і робочих органів сільськогосподарських машин, “хлинув” потік досліджень з “теорії керування” та “теорії систем”, які нібито повинні значно покращити усі механізовані технологічні процеси від вирощування до збирання врожаю. Тут робочі операції, конструктивні і кінематичні параметри робочих органів і в цілому сільськогосподарських машин моделюються у вигляді графів (абстрактних квадратів зі зв'язками між собою), які насправді несуть у собі лише інформативний характер. Тобто, які реальні процеси відбуваються у сільськогосподарських машинах і що насправді можна отримати від цього керування, тут навмисно оминають. При цьому, саме цей напрямок зараз усюди пропонується як найактуальніший. Виникає питання – чому?

Такі приклади теоретичних досліджень нічого спільного зі справжньою наукою не мають. І дослідники сучасності жодним чином не збагачують науку в галузі механізації сільського господарства, на відміну від справжніх вчених, які ще 70-80 років тому, не маючи ні сучасного рівня наукового обладнання, ні сучасних інформаційних систем, ні потужних комп'ютерів, ставили собі за мету отримання нових наукових результатів, а не дисертацій, які зараз захищаються як на конвеєрі. Зокрема це всесвітньовідомі вчені-теоретики – В.П. Горячкін, В.О. Желіговський, П.М. Василенко та ін.

Сьогодні в нашій країні майже повністю припинені теоретичні дослідження в галузі зернозбиральної техніки, технологічних процесів збирання кукурудзи і картоплі, різання рослинної маси тощо.

Разом з цим, чисельні розробки, що з'явилися у нас останнім часом, і які стосуються досліджень і пропозицій по альтернативному пальному для двигунів (“біодизель”) не мають ні послідовності, ні ґрунтовності. У світі ці питання вже давно дуже ретельно відпрацьовані, а в нашій країні майже кожна наукова установа і кожний навчальний заклад пропонують власні “напрацювання”, вважаючи їх чомусь найкращими і найновітнішими. Не має поки що у нас також результатів ґрунтовних наукових досліджень, щодо використання рослинних решток і фактично відходів виробництва для побутових цілей у сільській

місцевості, виробництва і ефективного використання біологічного та генераторного газу та ін. Без сумнівів вказана низка наукових і конструкторських проблем не може бути успішно вирішена без залучення фундаментальних наук, таких як хімія, біотехнологія тощо. Однак залучати вказані фундаментальні науки, а також проводити ґрунтовні дослідження технологічних процесів вирощування, збирання і переробки сільськогосподарської сировини для високоефективного отримання біодизелю ніхто поки що не поспішає. А чому, скажімо, якщо в якомусь учбовому або науковому закладі є тільки єдина лабораторна установка для отримання біодизелю (навіть дуже проста або по великому рахунку “саморобна”), то цю організацію вже потрібно вважати головною з даного напрямку агроінженерних досліджень, навіть висувувати цю розробку (яка у світі ретельно вже відпрацьована ще у минулому столітті) на здобуття престижної премії? Звісно ж ні! А то придбавши за кордоном якусь установку по біодизелю, чи по переробці рослинних решток “сучасні” вітчизняні дослідники чіпляють на неї етикетку своєї установи і видають її як власну видатну науково-конструкторську розробку.

Не кращим є становище з проведенням експериментальних досліджень в галузі механізації сільського господарства. Безпомилково можна стверджувати, що такі дослідження на сучасному науково-методичному рівні зараз майже припинені. Раніше (за останні 15 років) цей вид досліджень ледве тримався на слабких плечах аспірантів (доктори наук в галузі механізації сільського господарства цей вид отримання наукових результатів вважать для себе принизливим), зараз же вони проводять їх або на дуже примітивному рівні, або взагалі не проводять, хоча кожна кандидатська і докторська дисертації містять розділи експериментальних досліджень. До нас надійшла інформація про те, що вже є випадки коли експериментальні дослідження взагалі не проводяться, а в дисертаціях пишуть що нібито їх проводили, з наведенням потрібних цифр, даних та висновків, які саме потрібні для дисертацій. Є випадки, коли наукові результати минулих років перекладають з російської мови на українську. На окремих фотографіях, що містяться в основних частинах деяких дисертаційних робіт прослідковуються позначки Інтернету.

ВАК України вже не в змозі контролювати стан справ в галузі механізації сільського господарства, оскільки з її ж дозволу захисні ради (навіть докторські) з цього напрямку науки відкриті у закладах, які взагалі не мають ніякого відношення до сільського господарства, де немає фахівців та відповідних наукових шкіл. Крім того, формування складів спеціалізованих вчених рад по захисту кандидатських та докторських дисертацій в галузі механізації сільського господарства здійснюється з боку ВАК України без необхідної відповідної вимог-

ливості та принциповості. Так, жодна захисна спеціалізована рада, яка існує зараз в Україні, не містить у своєму складі фахівців (докторів наук) з галузей рослинництва, тваринництва та економіки. Розгляд і оцінка дисертаційних робіт з механізації сільського господарства без відповідної оцінки вказаних фахівців не є достовірними та об'єктивними. Помітним є також той факт, що одна половина персонального складу більшості захисних спеціалізованих вчених рад складають фахівці, яким вже перевалило за 70 років (пенсіонери також міцно тримаються за місця у радах, не спмагаються до об'єктивності і бажають працювати в них якомога довше), інша половина – це фахівці, які колись захищались у цій раді і тепер “відпрацьовують” свій колишній успішний захист. Отримати об'єктивну оцінку проведеного дослідження в цьому разі фактично неможливо, тому стовідсоткове голосування прослідковується при кожному захисті. Зараз майже все обговорюється і вирішується у кабінеті голови ради. Незважаючи на статутні положення, які затверджені на урядовому рівні, ВАК “дозволяє” одному доктору працювати більш ніж у двох захисних радах. Особливо це стосується докторів наук, які є зараз членами експертної ради з галузевого машинобудування. Вони крім членства у експертній раді, як правило, “керують” наукою в галузі механізації сільського господарства ще у 2 – 3 спеціалізованих вчених радах.

Слід відверто сказати, що ВАК України, на жаль, до того “докерувався” галуззю механізації сільського господарства, що вже більш ніж 15 років немає жодної дисертаційної роботи по дослідженню нових механізованих технологій в рослинництві та тваринництві, закономірностей побудови і функціонування систем і засобів механізації сільськогосподарського виробництва, дослідженню синтезу загальних структур сільськогосподарських машин, експлуатації сільськогосподарської техніки, основам технології та організації технічного сервісу і ремонту тощо. Вже багато років немає дисертаційних робіт з агро – і зоотехнічного обґрунтування технологічних виробничих параметрів сільськогосподарських робочих органів, технологічного обладнання для рослинництва і тваринництва, основ керованості сільськогосподарських машин, автоматизації технологічних процесів у рослинництві та тваринництві, методів і засобів випробування технологій і техніки, дослідження та розробки новітніх технічних засобів для виконання селекційних робіт у рослинництві та тваринництві, захисту навколишнього середовища та формування екологічних циклів.

Раніше в паспорті спеціальності “Механізація сільського господарства” багато років існувала галузь дослідження: “Розробка технологічних і технічних засобів для обробки продукції та відходів”, яка вже 15 років не існує в сучасному паспорті цієї спеціальності. Таким чином, найактуальніше зараз питання галузі механізації сільського го-

сподарства, яке Урядом України визнане як пріоритетне, на жаль не входить навіть до паспорту єдиної в цій галузі спеціальності.

А скажімо, яку практичну користь для галузі механізації сільськогосподарства можна отримати з обов'язкового розділу кожної кандидатської, або навіть докторської дисертаційних робіт, що присвячується економічним розрахункам, якщо в переважній більшості випадків саморобна установка (експериментальна модель) жодної години на працювала в полі чи на фермі з відповідною потужністю і продуктивністю. Звичайно ж ніякої!

Без перебільшення є всі підстави стверджувати, що зараз, на жаль, майже все в нашій галузі досліджень робиться на "полицю".

Такий стан справ в агроінженерній науці, на наш погляд, вже перетнув межу загрозливого.

Які ж висновки можна зробити з вище сказаного?

Який же вихід з цього досить скрутного становища?

По-перше, як це раніше підкреслював академік Л.В. Погорілий [2], не може бути подальшого розвитку вітчизняного сільськогосподарського машинобудування та достатньо помітного і ефективного впливу на нього інженерної науки без ефективного, прибуткового, платоспроможного сільського господарства. У світі немає прикладів, коли країна з високорозвиненим сільськогосподарським виробництвом не має власного вискоефективного сільськогосподарського машинобудування і, навпаки. Ці дві галузі не тільки кровно взаємопов'язані між собою і досить прибуткові, але вони ніколи не бувають обмеженими щодо прибуткового збуту продукції тільки власною територією. А якщо так, то вони повинні ефективно стимулювати прибутковість одна одної і тримати приблизно однаковий рівень розвитку. Україна не повинна бути винятком з цієї майже аксіоми.

По-друге, дилема про те чи повинна Україна потрапляти у прями, занадто дорогу залежність від іноземної техніки і технологій у сільському господарстві, чи триматись (або повертатись) за дешеві і примітивні власні технологічні схеми, повинна бути остаточно подолана і держава повинна обрати єдиний правильний шлях, це шлях структуризації, оновлення і нарощування національного сільськогосподарського машинобудування з використанням новітніх розробок власних вчених, а також сучасних світових науково-технічних досягнень. При цьому, це повинно робитись як за рахунок прибутків від виробництва сільськогосподарської продукції, так і за рахунок відтворювального процесу у самому машинобудівному комплексі.

На нашу думку, і вона має підтримку в середовищі вчених, зараз необхідне раціональне поєднання імпорту найновітнішої зарубіжної техніки сільськогосподарськими підприємствами, які мають для цього відповідну фінансову основу і прискорене налагодження, освоєння і

подальше нарощування виробництва вітчизняних конкурентоспроможних техніки і технологій. Причому робити це слід не на “порожньому місці”, а на колись потужних заводах машинобудівного комплексу країни. Початком такого імпульсу в галузі сільськогосподарського машинобудування може бути економічне і законодавче стимулювання на державному рівні кооперування та інтеграції з іноземними фірмами на базі загальних капіталів, а також залучення іноземних кредитних ресурсів. І це повинно стосуватись насамперед складної сільськогосподарської техніки для виробництва основних для України продовольчих культур: пшениці, ячменю, кукурудзи, соняшнику, цукрового буряку, ріпаку тощо.

По-третє, необхідно майже докорінно реорганізувати і поставити на сучасну основу наукові дослідження, конструкторську роботу і постановку на виробництво нових сільськогосподарських машин. Тієї величезної і громіздкої системи змісту робіт і строків основних етапів створення нової сільськогосподарської техніки, яка була раніше, не повинно бути. В сучасних умовах, коли в країні майже відсутні головні спеціалізовані конструкторські бюро заводів сільськогосподарського машинобудування, які зараз просто зникли, і мабуть ніколи вже не відродяться, повинні бути створені невеликі за чисельністю колективи, але з дуже добре підібраним складом науковців, які багато років працюють і мають успіхи у відповідному напрямку досліджень, конструкторів з достатнім досвідом творчого конструювання, інженерів, випробувачів і навіть техніків. Цим колективам і потрібно ставити завдання по створенню і відпрацюванню до рівня кращих світових аналогів зразків складної сільськогосподарської техніки, які вкрай потрібні вітчизняним виробникам сільськогосподарської продукції. Зараз вже мабуть треба остаточно звикнути, змиритись і бути постійно готовими до того, що суттєвої фінансової підтримки для усіх етапів створення складної сільськогосподарської техніки з боку держави вже ніколи не буде. А що ж в цьому разі потрібно робити? Відповідь майже очевидна: дослідження, проектування і розробка нових сільськогосподарських машин повинні бути справою тих, хто її буде виробляти, продавати і мати від цього прибуток. От тоді усі виконавці (що зібрані під одним дахом) і будуть зацікавлені в плодах своєї справи – і професор, і конструктор, і технік! А щоб отримувати цей прибуток і відповідну (велику) заробітну платню треба буде працювати “не за страх, а за совість”, працювати якісно, працювати талановито і швидко з відповідно високою зацікавленістю і віддачею усіх виконавців проекту. До речі, тільки така система зможе сама дуже швидко позбавлятися від недбалих працівників. Це, на наш погляд, також зараз виглядає як аксіома.

Для створення таких творчих колективів і надання їм можливостей для плідної і продуктивної роботи повинні відповідним чином працювати Національна академія аграрних наук України, інші наукові установи галузі механізації та електрифікації сільського господарства, та відповідні департаменти двох міністерств.

Таким чином, якщо ми з вами прагнемо до прогресивного розвитку сільськогосподарського машинобудування України, і про це вже раніше говорив академік Л.В. Погорілий, повинні назавжди відійти у минуле довгострокові договори по НДР і ДКР (розтягнуті на довгі роки) і паперові звіти з “паперовими” сільськогосподарськими машинами та технологіями, процентівками та закриттям етапів і т. ін. На зміну ним повинні прийти у найближчі часи реорганізовані гнучкі науково-конструкторські колективи, які будуть робити не те, що вміють, а те, що вкрай потрібно галузі АПК. При цьому, проектування надновітніх сільськогосподарських машин повинно тривати не декілька років, а декілька місяців. Сучасні найпотужніші комп’ютерні системи з відповідним програмним забезпеченням і методи моделювання та проектування, інформаційні технології, дуже відпрацьована і визнана в усьому світі багатомовна елементна база (високонадійні вузли і агрегати), яка може бути використана (вона вже багато років успішно використовується в усьому світі), власний і чужий досвід дослідження, проектування і конструювання будуть запорукою успішного втілення у життя цього положення. І не сліпе копіювання, або “перелицювання” старих розробок, і не згубна для виробництва масова закупівля ліцензій на іноземні конструкції, а власні потужні опрацювання для створення і виробництва нових сільськогосподарських машин високого технічного рівня. Країні вкрай потрібно якомога швидше і активніше включитись у загальносвітовий процес безперервного створення і вдосконалення техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва. А тому треба якомога швидше відмовлятися від тези, що ми можемо виключно для потреб внутрішнього ринку виготовляти не дуже відпрацьовані, не дуже досконалі, прості, але дешеві сільськогосподарські машини. Це по великому рахунку шлях “в нікуди”, оскільки непомірні подальші витрати на техобслуговування, ремонт, переналагодження, а головне – втрати внаслідок неякісного виконання технологічних процесів, збільшують вартість машин у 3-4 рази. Яка країна може собі дозволити такий ганебний стан для сільського господарства? Не “металобрухт” швидко виготовляти, а необхідно відразу створювати кращі, конкурентоспроможні зразки сільськогосподарської техніки, що вимагатиме суттєвого підвищення рівня її надійності, яка повинна забезпечуватись відповідними точними розрахунками і випробуваннями на стендах, шляхом застосування високоякісних матеріалів, досконалих технологій виготовлення усіх дета-

лей і вузлів та якісного (ні молотком та кувалдою) збирання і точного, тонкого налагодження.

Безумовно, що сказане вимагатиме рішення ще й цілої низки вкрай важливих проблем, які пов'язані з підвищенням якості менеджменту, підвищенням рівня маркетингу, реорганізації системи продажу та подальшого сервісу сільськогосподарської техніки і т. ін. Тут необхідно наполегливо шукати гнучкі сучасні методи вивчення потреб ринку, які дозволять задовольнити потреби усіх товаровиробників, що працюють за різними організаційними формами, знайти своє місце на світовому ринку, вибороти це місце у нелегкій конкурентній боротьбі.

Як про це неодноразово писав академік Л.В. Погорілий ключовим питанням залишається питання відродження виробництва сільськогосподарської техніки на фактично зупинених або зруйнованих підприємствах машинобудівного комплексу країни. Питань тут дійсно дуже багато. Як ефективно організувати колективи працівників (високласних робочих, збиральників, технологів), забезпечити фінансування й поставки комплектуючих виробів, налагодити співпрацю з суміжниками з інших галузей промисловості, докорінно оновити верстатний парк, придбати інше найсучасніше обладнання і т. ін.? Але й тут відповіді знайти можливо, скажімо відмовляючись від заводів-гігантів, які були в минулому, перетворити їх на невеликі збиральні виробництва з гнучкими технологіями. В цьому питанні у нас не має іншого шляху, ніж переймання досвіду провідних світових фірм, що виробляють сільськогосподарську техніку і продають її в усьому світі, які в одних випадках мають дуже гігантські структури, а в інших випадках це невеликі збиральні виробництва, які також не працюють збитково. Іноземні фірми, що випускають сільськогосподарську техніку сучасного технічного рівня, прибутково працюють виключно за одних і тих же принципів та організаційних форм. Чому ж Україна повинна шукати в цьому питанні якийсь свій особливий шлях? Варто використати чужий досвід, перенести його в наші реалії, у подальшому доробляючи, вдосконалюючи і т. ін.

#### *Висновки.*

Таким чином, втілення в життя цих та інших невідкладних заходів дасть можливість направити сільськогосподарське машинобудування країни на першочергове забезпечення сільськогосподарських підприємств конкурентоспроможними технологічними системами для землеробства та тваринництва в різних формах і умовах їх господарювання. Як вже неодноразово висловлювались з цього приводу відомі фахівці: “Зараз занадто дорого і економічно недоцільно, маючи власну не завантажену і майже призупинену промисловість, робити закупівлю зернозбиральних і бурякозбиральних комбайнів, сівалок та іншої сільськогосподарської техніки за кордоном, втрачаючи внутрішній



ринок, величезні валютні кошти і робочі місця для зайнятості власної робочої сили”.

На наш погляд вітчизняні вчені, як і вчені усього світу в галузі механізації сільського господарства і сільськогосподарського машинобудування, працюють і повинні далі працювати над такими вкрай важливими фундаментальними і прикладними питаннями [3]:

1. Загальні фундаментальні теоретичні основи і методи досліджень сільськогосподарських машин;
2. Механіка сільськогосподарських середовищ і матеріалів;
3. Механіка технологічних процесів виробництва, переробки і зберігання сільськогосподарської продукції;
4. Механіка технологічних процесів виробництва, переробки і зберігання тваринницької продукції;
5. Динаміка мобільних енергетичних засобів;
6. Розробка і застосування технологій системи точного землеробства і тваринництва у сільськогосподарському виробництві;
7. Механіка сільськогосподарських машин, механізмів, приводів і сільськогосподарських роботів;
8. Механіка корозійно-механічного зношення сільськогосподарської техніки та засоби підвищення її надійності;
9. Динаміка системи “людина – машина” у сільськогосподарському виробництві;
10. Інженерний розрахунок і проектування систем і комплексів машин у сільському господарстві;
11. Теоретичні основи автоматичного керування процесами сільськогосподарського виробництва;
12. Основи використання електротехнологій у сільськогосподарському виробництві;
13. Механіка сільськогосподарського транспорту;
14. Теоретичні основи метрології, якості і стандартизації у сільському господарстві;
15. Розробка і застосування нанотехнологій у сільськогосподарському виробництві.

Таким чином, на нашу думку, ці та деякі інші конкретні кроки дозволять країні за короткий термін подолати помітне відставання її галузей механізації та сільськогосподарського машинобудування і стати в один ряд з високорозвиненими країнами світу.

#### Література

1. Булгаков В.М. Науково-технічна політика в сільському господарстві. / В.М. Булгаков, В.В. Адамчук, Д.Г. Войтюк, В.В. Іванишин // Вісник аграрної науки, 2007. - №3. – С.5-10.

2. *Гуков Я.С.* Концепція розроблення системи машин для виробництва сільськогосподарської продукції./ *Я.С. Гуков, М.І. Грицишин, Л.В. Погорілий та ін.* // Вісник аграрної науки, 2002. - №9. – С.48-50.

3. *Лінник М.К.* Пріоритетні напрями наукових досліджень з механізації сільського господарства. / *М.К. Лінник, Д.Г. Войтюк, В.М. Булгаков, Я.С. Гуков*// Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва” - Х: 2001. – С. 8–14.

## **ОСНОВНЫЕ ЗАДАНИЯ ОТРАСЛИ МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА НА СОВРЕМЕННОМ ЭТАПЕ**

М.Д. Безуглий, В.В. Адамчук, В.М. Булгаков

*Аннотация* - проанализировано современное состояние научного обеспечения и развития отрасли механизации сельского хозяйства и сельскохозяйственного машиностроения страны. Критически рассмотрены научные исследования и конструкторские разработки, которые выполняются в настоящий момент в отрасли механизации сельского хозяйства и сформированы задания фундаментальных и прикладных исследований этой отрасли науки.

## **BASIC TASKS INDUSTRY OF MECHANIZATION OF AGRICULTURE ON THE MODERN STAGE**

M. Bezugliy, V. Adamchuk, V. Bulgakov

### *Summary*

The modern state of the scientific providing and development of industry of mechanization of agriculture and agricultural engineer of country is analysed. Scientific researches and designer developments which are executed presently in industry of mechanization of agriculture and the tasks of fundamental and applied researches this branch of science are formed are critically considered.

УДК 631.37

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО РУХУ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА

Надикто В.Т., д.т.н.,

Аюбов А.М., к.т.н.,

Парахін О.О. асп.<sup>1</sup>*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-06-94

**Анотація** – розроблено математичну модель транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині

**Ключові слова** – математична модель, блоково-модульний МТА, модульний енергетичний засіб, енергетичний модуль, технологічний модуль

*Постановка проблеми.* В роботі [1] було встановлено, що для підвищення стійкості і керованості транспортного руху блоково-модульного МТА слід розробити таке технічне рішення, яке б дозволило усунути недоліки існуючої системи з'єднання технологічного (ТМ) і енергетичного (ЕМ) модулів МЕЗ у горизонтальній площині.

Керованість руху розглядуваного блоково - модульного машинно-тракторного агрегату доцільно розглядати у вигляді реакції на керуючий, а стійкість – у вигляді реакції на збурювальний впливи. У якості першого із них приймаємо коливання кута повороту керованих коліс енергетичного модуля, а у якості другого – момент сил, який діє в горизонтальній площині на технологічний модуль МЕЗ.

Основним вихідним параметром функціонування даної динамічної системи є курсовий кут ЕМ. Природа коливань цього параметра власне і визначає як стійкість, так і керованість руху боково-модульного МТА.

Характер зміни цих процесів зручно досліджувати з допомогою відповідних амплітудних (АЧХ) і фазових (ФЧХ) амплітудних характеристик. При проведенні теоретичних досліджень для їх отримання потрібна математична модель досліджуваної динамічної системи.

*Методика.* Навіть в лінійній інтерпретації математична модель представляє собою систему складних диференціальних рівнянь.

---

<sup>1</sup> - Науковий керівник д.т.н., проф. Надикто В.Т.

© д.т.н. Надикто В.Т., к.т.н. Аюбов А.М., асп. Парахін О.О.

Задля її спрощення приймаємо наступні припущення.

1. Крен та диферент агрегату на основі МЕЗ відсутні.
2. Енергетичний та технологічний модулі МЕЗ є твердими тілами, центри мас яких розташовані в одній поздовжньо-вертикальній площині симетрії.
3. Швидкість поступального руху блоково-модульного агрегату приймається постійною.
4. Бокова взаємодія шин енергетичного та технологічного модулів МЕЗ з поверхнею руху блоково-модульного МТА розглядається в рамках гіпотези «бокового уводу».
5. Гіроскопічні та стабілізуючі моменти шин коліс обох модулів МЕЗ, а також моменти їх скручуванню відносно вертикальної осі є малими.
6. Досить малі, а значить рівні між собою кути повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ.
7. Кути уводу шин коліс модулів МЕЗ, розташованих на одній геометричній вісі, а також бокові сили, що діють на них, вважаємо малими.

На території півдня України поля та транспортні маршрути між ними мають схил не більше  $3^\circ$ . Цей факт обумовлює правомірність першого припущення.

Друге припущення ґрунтується на тому, що енергетичний та технологічний модулі МЕЗ мають рамну конструкцію зі значною твердістю. Крім того, координати їх центрів мас відхиляються від поздовжньої осі симетрії на величину, не більшу за 3 см.

Багаторічною практикою доведено, що робочий рух того чи іншого МТА характеризується практично усталеною швидкістю.

Реальні коливання цього параметру настільки малі, що з достатньою для практики точністю ними можна зневажити і вважати третє припущення обґрунтованим.

Дослідження блоково-модульних агрегатів показує, що гіпотеза «бокового уводу» під час руху по траєкторіях невеликої кривизни навіть на твердих фонах дає цілком задовільні результати [2]. Це є достатньою підставою для прийняття четвертого припущення.

Правомірність п'ятого припущення обумовлюється відносно малою кутовою швидкістю повороту в горизонтальній площині усіх ланок машинно - тракторного агрегату на основі МЕЗ, а також відносно великою твердістю шин коліс його модулів при їхньому скручуванні відносно вертикальної осі.

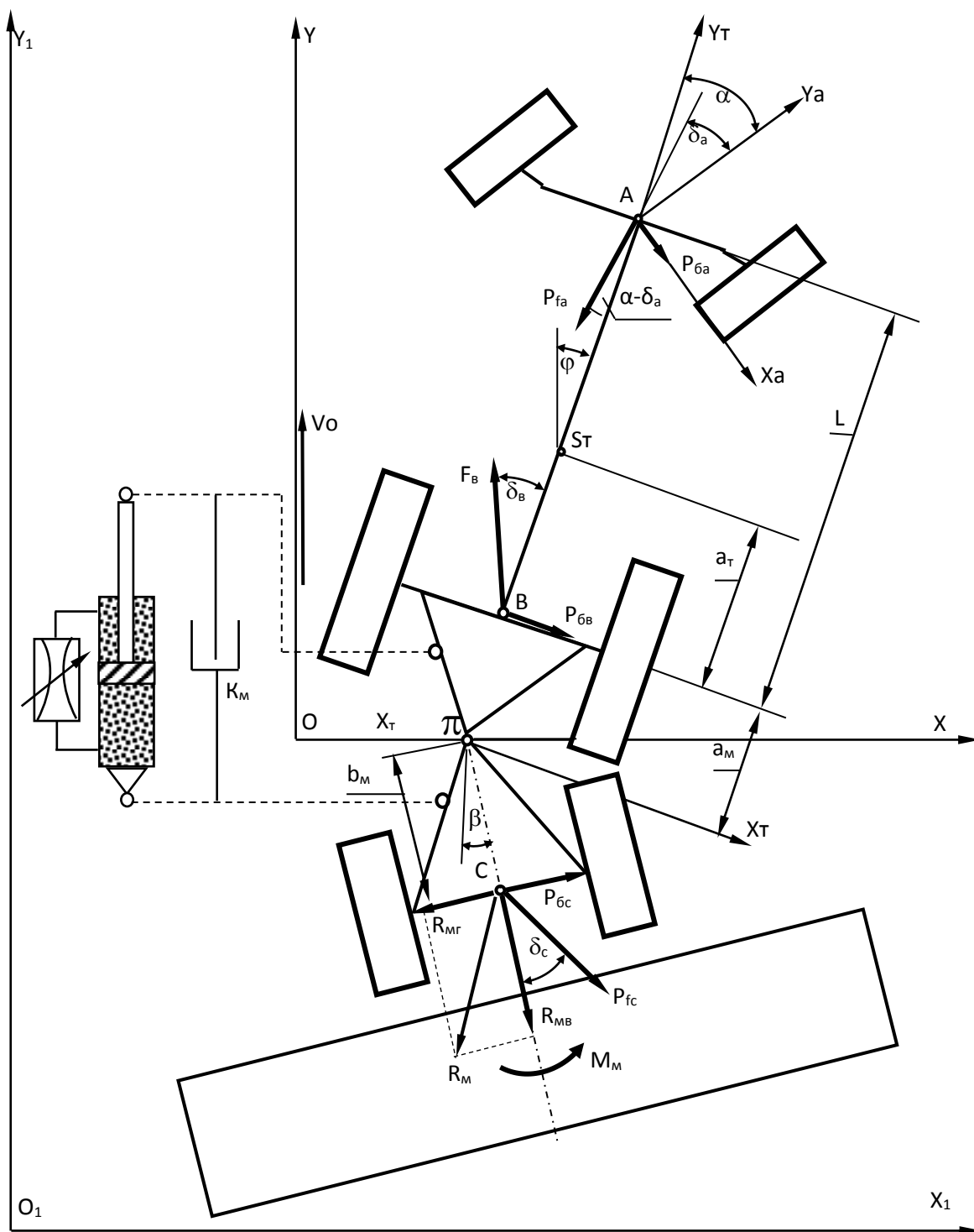


Рис. 1. Схема сил, які діють на блоково-модульний МТА у горизонтальній площині

Шосте і сьоме припущення впливають з постановки задач досліджень, які передбачають аналіз руху блоково-модульного агрегату по траєкторії невеликої кривизни за наявності малих кутових коливань енергетичного і технологічного модулів разом із навішеним знаряддям у горизонтальній площині. Кути лівого і правого передніх ке-

рованих коліс енергетичного модуля МЕЗ при цьому дуже мало відрізняються між собою. Так як і бокові сили, та ті кути «уводу», які вони викликають під час дії на блоково-модульний МТА.

*Основна частина.* З урахуванням прийнятих припущень приймаємо, що блоково-модульний агрегат рухається у площині  $Y_1O_1X_1$  з постійною швидкістю  $V_0$  (рис.1).

Центр мас МЕЗ приведено до точки  $\pi$ , що лежить на осі вертикального шарніру, який з'єднує його енергетичний та технологічний модулі. Рами ЕМ та ТМ додатково зв'язані гідроциліндром, над- і підпоршньова порожнини якого з'єднані гідравлічним шлангом з дроселем, коефіцієнт опору якого  $K_M$  (див. рис.1).

Для забезпечення переміщення блоково-модульного агрегату у транспортному режимі достатньо тягового зусилля, яке розвиває лише задній міст ЕМ [3]. Передній його міст, а також міст технологічного модуля знаходяться при цьому у веденому режимі.

Під час руху на розглядуваний МТА діють:  $P_{fa}$  – сила опору коченню передніх коліс ЕМ;  $P_{\delta a}$  – бокова сила, яка викликає кут «уводу»  $\delta_a$  шин передніх коліс енергетичного модуля МЕЗ;  $F_b$  – рушійна сила задніх коліс ЕМ;  $P_{\delta b}$  – бокова сила, яка викликає кут «уводу»  $\delta_b$  шин задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ;  $P_{fc}$  – сила опору коченню коліс ТМ;  $P_{\delta c}$  – бокова сила, яка викликає кут «уводу»  $\delta_c$  шин коліс технологічного модуля МЕЗ;  $R_{mb}$ ,  $R_{mg}$  – поздовжня та поперечна складові головного вектора сил  $R_m$ , який діє на ТМ збоку технологічної частина МТА і прикладений у точці С (див. рис.1);  $M_m$  – головний момент зовнішніх сил. Під впливом зовнішніх сил і моментів блоково-модульний агрегат відносний рух у площині  $XOY$ . Мірою цього руху є: поперечне зміщення «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т.п) на величину  $X_T$ ; курсовий кут енергетичного модуля МЕЗ -  $\varphi$ ; кут повороту ТМ у площині  $X_1O_1Y_1$  -  $\beta$ .

Керуючим впливом при цьому є кут повороту керованих коліс ЕМ МЕЗ -  $\alpha$ .

Як бачимо, динамічна система у вигляді розглядуваного блоково-модульного МТА має три степені вільності, яким відповідають три незалежні узагальнені координати, а саме: абсциса  $X_T$  і кути  $\varphi$  та  $\beta$ .

Диференційні рівняння коливань блоково-модульного агрегату будемо складати у формі Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T_M}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_M}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (1)$$

де  $T_M$  – кінетична енергія МТА;  $\Phi_M$  – дисипативна функція розсіювання динамічної системи;  $q_i$ ,  $Q_i$  – узагальнені відповідні координати та сили;  $i = 1, 3$ .

Кінетична енергія агрегату може бути знайдена із виразу:

$$T_M = (M_M \cdot V_T^2 + J_T \cdot \omega_T^2 + J_M \cdot \omega_M^2)/2,$$

де  $M_M$  – маса модульного енергетичного засобу;  $V_T$  – лінійна швидкість центру мас МЕЗ в площині  $XOY$ ;  $J_T, J_M$  – моменти інерції енергетичного і технологічного модулів МЕЗ відносно вертикальної осі, яка проходить через точку  $\pi$ ;  $\omega_T, \omega_M$  – кутова швидкість повороту енергетичного і технологічного модулів.

Стосовно модулів вказаних лінійної та кутових швидкостей маємо:

$$V_T = \dot{X}_T; \quad \omega_T = \dot{\phi}; \quad \omega_M = \dot{\beta}.$$

З урахуванням цього отримуємо:

$$T_M = (M_M \cdot \dot{X}_T^2 + J_T \cdot \dot{\phi}^2 + J_M \cdot \dot{\beta}^2)/2$$

Функція  $\Phi_M$  представляю собою роботу сили опору повороту технологічного модуля МЕЗ відносно енергетичного. Оскільки така сила пропорційна швидкості зміни узагальненої координати, то вираз для її визначення має такий вид:

$$\Phi_M = K_M \cdot (\dot{\beta})^2/2$$

Кінетична енергія динамічної системи, як відомо, залежить лише від швидкості і не залежить від узагальненої координати. В результаті маємо:

$$\frac{\partial T_M}{\partial q_i} = 0$$

Частинні похідні по швидкостях узагальнених координат дорівнюють:

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{X}_T} = M_T \cdot \dot{X}_T;$$

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{\phi}} = J_T \cdot \dot{\phi};$$

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{\beta}} = J_M \cdot \dot{\beta}$$

Частинні похідні за часом є такими:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{X}_T} = M_T \cdot \ddot{X}_T;$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{\phi}} = J_T \cdot \ddot{\phi};$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{\beta}} = J_M \cdot \ddot{\beta}$$

І, нарешті, знайдемо частинну похідну для дисипативної функції:

$$\frac{\partial \Phi_M}{\partial \beta} = K_M \cdot \dot{\beta}$$

З урахуванням вищевикладеного вихідна система диференціальних рівнянь (1) матиме наступний вид:

$$\left. \begin{aligned} M_M \cdot X_T &= Q_x; \\ J_T \cdot \varphi &= Q_\varphi; \\ J_M \cdot \beta + K_M \cdot \dot{\beta} &= Q_\beta \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Узагальнена сила  $Q_x$  формує рух розглядуваної динамічної системи в напрямку узагальненої координати  $X_T$ . Знайти її можна із наступної залежності:

$$Q_x = P_{\bar{b}_a} \cdot \cos(\varphi + \alpha) - P_{f_a} \cdot \sin(\varphi + \alpha - \delta_a) + P_{\bar{b}_B} \cdot \cos \varphi - F_B \cdot \sin(\delta_B - \varphi) + P_{f_c} \cdot \sin(\delta_c + \beta) + R_{M_B} \cdot \sin \beta + (P_{\bar{b}_c} - R_{M_G}) \cdot \cos \beta$$

При спрощенні отриманого виразу врахуємо дві обставини. Перша – це припущення про те, що для малих кутів косинус аргументу дорівнює одиниці, а синус – приблизно самому аргументу. Друга обставина впливає з умови рівноваги даної динамічної системи, згідно з якою:

$$P_{f_a} - F_B + P_{f_c} + R_{M_B} = 0$$

В результаті маємо:

$$Q_x = P_{\bar{b}_a} - P_{f_a} \cdot (\alpha - \delta_a) + P_{\bar{b}_B} - F_B \cdot \delta_B + P_{f_c} \cdot \delta_c + P_{\bar{b}_c} - R_{M_G} \quad (3)$$

Узагальнена сила  $Q_\varphi$  представляє собою момент, який обумовлює поворот енергетичного модуля МЕЗ на кут  $\varphi$ :

$$Q_\varphi = P_{\bar{b}_a} \cdot \cos \alpha \cdot (L + a_M) - P_{f_a} \cdot \sin(\alpha - \delta_a) \cdot (L + a_M) + P_{\bar{b}_B} \cdot a_M - F_B \cdot \sin \delta_B \cdot a_M,$$

де  $L$  – база енергетичного модуля МЕЗ (див. рис.1);  $a_M$  – відстань від осі задніх коліс ЕМ до «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т.п).

З урахуванням малих кутів  $\alpha$ ,  $\delta_a$  і  $\delta_B$ , отримаємо:

$$Q_\varphi = [P_{\bar{b}_a} - P_{f_a} \cdot (\alpha - \delta_a)] \cdot (L + a_M) + (P_{\bar{b}_B} - F_B \cdot \delta_B) \cdot a_M \quad (4)$$

І, нарешті, узагальнена сила  $Q_\beta$ . Це теж момент, який спричинює поворот технологічного модуля разом з приєднаною до нього машиною/знаряддям на кут  $\beta$ . Вираз для його знаходження цієї сили є наступним:

$$Q_\beta = (R_{M_G} - P_{\bar{b}_c} - P_{f_c} \cdot \delta_c) \cdot b_M - M_M, \quad (5)$$

де  $b_M$  – відстань від осі коліс ТМ до «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т.п, див. рис.1).

Згідно із загальновідомою гіпотезою «бокового уводу» [3], бокові сили, що входять до рівнянь (3...5), можна знайти наступним чином:



$$\left. \begin{aligned} P_{\delta a} &= k_a \cdot \delta_a; \\ P_{\delta b} &= k_b \cdot \delta_b; \\ P_{\delta c} &= k_c \cdot \delta_c, \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

де  $k_a, k_b, k_c$  – коефіцієнти опору уводу шин коліс модулів МЕЗ.

В свою чергу, щоб визначити кути уводу  $\delta_a, \delta_b$  і  $\delta_c$ , визначимо складові векторів швидкостей точок А, В і С (див. рис.1):

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_A &= \bar{V}_O + \bar{V}_{X_T} + \bar{V}_{A\pi}; \\ \bar{V}_B &= \bar{V}_O + \bar{V}_{X_T} + \bar{V}_{B\pi}; \\ \bar{V}_C &= \bar{V}_O + \bar{V}_{X_T} + \bar{V}_{C\pi} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

За модулем складові системи (7) є такими:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_O &= V_O; \\ \bar{V}_{X_T} &= \dot{X}_T; \\ \bar{V}_{A\pi} &= (L + a_M) \cdot \dot{\phi}; \\ \bar{V}_{B\pi} &= a_M \cdot \dot{\phi}; \\ \bar{V}_{C\pi} &= b_M \cdot \dot{\beta}; \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Геометрична інтерпретація рівнянь системи (7) представлена на рис. 2...4 відповідно.

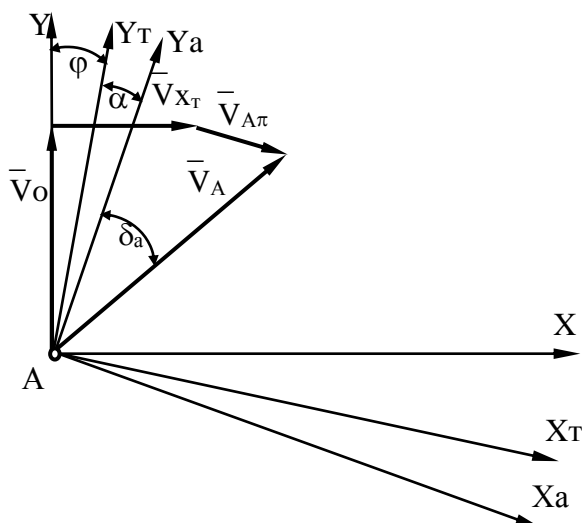


Рис.2. Векторна сума лінійної швидкості середини переднього мосту енергетичного модуля МЕЗ (т. А, рис.1).

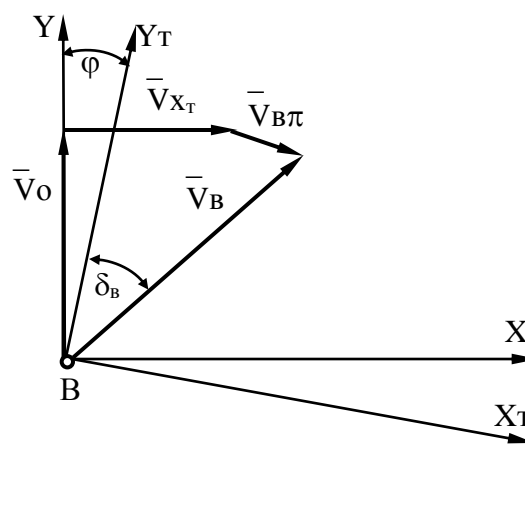


Рис.3. Векторна сума лінійної швидкості середини заднього мосту ЕМ МЕЗ (т. В, рис.1).

Підкреслимо, що задля кращого сприймання графічної інформації, на рис.1 осі  $SX_M$  і  $SY_M$  не позначено.

Як випливає із аналізу рис.2, кут уводу передніх керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ може бути знайдений із виразу:

$$\operatorname{tg}\delta_a \approx \delta_a = \bar{V}_{AX}/\bar{V}_{AY},$$

де  $\bar{V}_{AX}, \bar{V}_{AY}$  – проекції вектора абсолютної швидкості т.А ( $V_A$ ) на осі АХа і АУа.

Вказані проекції швидкостей є такими:

$$\bar{V}_{AX} = -\bar{V}_O \cdot \sin(\varphi + \alpha) + \bar{V}_{X_T} \cdot \cos(\varphi + \alpha) + \bar{V}_{A\pi} \cdot \cos\alpha;$$

$$\bar{V}_{AY} = \bar{V}_O \cdot \cos(\varphi + \alpha) + \bar{V}_{X_T} \cdot \sin(\alpha + \varphi) + \bar{V}_{A\pi} \cdot \sin\alpha$$

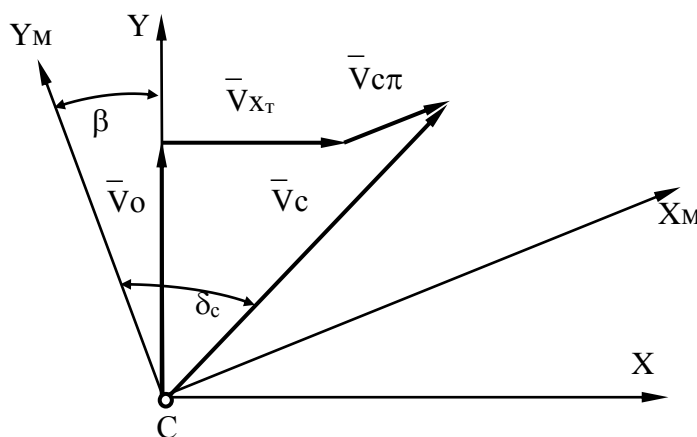


Рис. 4. Векторна сума лінійної швидкості середини моста технологічного модуля МЕЗ (т.С, рис.1)

З урахуванням рівнянь системи (8) та малих кутів  $\varphi$  і  $\alpha$ , отримуємо:

$$\begin{aligned} \bar{V}_{AX} &= -V_O \cdot (\varphi + \alpha) + \dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}; \\ \bar{V}_{AY} &= V_O + \dot{X}_T \cdot (\alpha + \varphi) + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi} \cdot \alpha \end{aligned} \quad (9)$$

В рівнянні (2.9) два останні доданки представляють собою добутки двох малих величин. Оскільки результат множення в обох випадках при цьому стає ще меншим, то є справедливим наступне:

$$\begin{aligned} X_T \cdot (\alpha + \varphi) &\approx 0; \\ (L + a_M) \cdot \dot{\varphi} \cdot \alpha &\approx 0. \end{aligned}$$

В результаті маємо:

$$\bar{V}_{AY} = V_O$$

Це дає можливість записати, що:

$$\operatorname{tg}\delta_a \approx \delta_a = \bar{V}_{AX}/\bar{V}_{AY} = -\varphi - \alpha + \dot{X}_T/V_O + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}/V_O$$

Проте, кут уводу передніх шин енергетичного модуля МЕЗ  $\delta_a$  має протилежний напрям відкладання, ніж курсовий кут  $\varphi$  та кут повороту керованих коліс  $\alpha$ . З урахуванням цього остаточно отримуємо:

$$\delta_a = - [\dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}] / V_O + \varphi + \alpha$$

Аналогічним чином знаходимо вираз для визначення кута уводу шин задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ  $\delta_B$ :

$$\delta_B = - [\dot{X}_T + a_M \cdot \dot{\varphi}] / V_0 + \varphi$$

Насамкінець знайдемо кут уводу шин коліс технологічного модуля МЕЗ  $\delta_C$ . По аналогії з попередніми варіантами:

$$\operatorname{tg} \delta_C \approx \delta_C = \bar{V}_{CX} / \bar{V}_{CY},$$

де  $\bar{V}_{CX}, \bar{V}_{CY}$  – проекції вектора абсолютної швидкості т.С ( $\bar{V}_C$ ) на осі  $CX_M$  і  $CY_M$ .

Ці проекції дорівнюють:

$$\begin{aligned} \bar{V}_{CX} &= \bar{V}_0 \cdot \sin \beta + \bar{V}_{X_T} \cdot \cos \beta + \bar{V}_{C\pi}; \\ \bar{V}_{CY} &= \bar{V}_0 \cdot \cos \beta - \bar{V}_{X_T} \cdot \sin \beta \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} \bar{V}_{CX} &= V_0 \cdot \beta + \dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}; \\ \bar{V}_{CY} &= V_0, \end{aligned}$$

звідки

$$\delta_C = (\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}) / V_0 + \beta$$

Враховуючи той факт, що кути  $\delta_C$  і  $\beta$  мають протилежний напрям відкладання, ніж прийнятий у якості позитивного (кути  $\alpha$  і  $\varphi$ ), остаточно отримуємо:

$$\delta_C = - [\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}] / V_0 + \beta$$

Знаючи кути уводу та приймаючи до уваги систему рівнянь (6), можемо написати вирази для знаходження відповідних бокових сил:

$$\left. \begin{aligned} P_{\alpha a} &= k_a \cdot \{ - [\dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}] / V_0 + \varphi + \alpha \}; \\ P_{\beta b} &= k_b \cdot \{ - [\dot{X}_T + a_M \cdot \dot{\varphi}] / V_0 + \varphi \}; \\ P_{\beta c} &= k_c \cdot \{ - [\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}] / V_0 + \beta \}; \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Рівняння (3), (4) і (5), дозволяють, у свою чергу, знайти узагальнені сили  $Q_x$ ,  $Q_\varphi$  і  $Q_\beta$ .

Знайшовши бокові (10) та узагальнені (3...5) сили і підставивши їх у систему рівнянь (2), отримуємо наступну математичну модель блоково-модульного МТА в диференційній формі запису:

$$\begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{X}_T + A_{12} \cdot \dot{X}_T + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi + A_{15} \cdot \dot{\beta} + A_{16} \cdot \beta &= B_{11} \cdot \alpha - B_{12} \cdot R_{MG}; \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{X}_T + A_{23} \cdot \dot{\varphi} + A_{24} \cdot \varphi + A_{25} \cdot \dot{\beta} + A_{26} \cdot \beta &= B_{21} \cdot \alpha; \\ A_{31} \cdot \dot{\beta} + A_{32} \cdot \dot{X}_T + A_{33} \cdot \dot{\varphi} + A_{34} \cdot \varphi + A_{35} \cdot \dot{\beta} + A_{36} \cdot \beta &= B_{31} \cdot \alpha + B_{32} \cdot M_0, \end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned} A_{11} &= M_M; \\ A_{12} &= (k_a + k_b + k_c + P_{fa} + P_{fc} - F_B) / V_0; \\ A_{13} &= [(L + a_M) \cdot (k_a + P_{fa}) + a_M \cdot (k_b - F_B)] / V_0; \\ A_{14} &= - (k_a + k_b + P_{fa} - F_B); \\ A_{15} &= a_M \cdot (k_c + P_{fc}); \\ A_{16} &= - (k_c + P_{fc}); \\ A_{21} &= J_T; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
A_{22} &= A_{13}; \\
A_{23} &= [(L + a_m)^2 \cdot (k_a + P_{fa}) + a_m^2 \cdot (k_b - F_b)] / V_0; \\
A_{24} &= -A_{22} \cdot V_0; \\
A_{25} &= A_{26} = A_{33} = A_{34} = B_{31} = 0; \\
A_{31} &= J_m; \\
A_{32} &= -A_{15} / V_0; \\
A_{35} &= (K_m + A_{32} \cdot a_m); \\
A_{36} &= A_{15}; \\
B_{11} &= k_a; \\
B_{12} &= B_{31} = 1; \\
B_{21} &= k_a \cdot (L + a_m); \\
M_0 &= R_{mg} \cdot a_m - M_m.
\end{aligned}$$

Для суттєвого спрощення розв'язання цієї системи рівнянь представимо її в операторній формі запису шляхом застосування перетворень Лапласа. Вони полягають у переході від оригінала функції до її відображення шляхом введення оператора - комплексної перемінної  $p = d/dt$ . В результаті це дозволяє перейти від системи диференціальних до системи алгебраїчних рівнянь.

В результаті це дозволяє перейти від системи диференціальних до системи алгебраїчних рівнянь.

*Висновки.* В розглядуваному нами випадку математична модель блоково-модульного агрегату в операторній формі запису матиме такий вид:

$$\left. \begin{aligned}
K_{11} \cdot X_T(p) + K_{12} \cdot \varphi(p) + K_{13} \cdot \beta(p) &= F_{11} \cdot \alpha(p) + F_{12} \cdot R_{mg}(p); \\
K_{21} \cdot X_T(p) + K_{22} \cdot \varphi(p) + K_{23} \cdot \beta(p) &= F_{21} \cdot \alpha(p); \\
K_{31} \cdot X_T(p) + K_{32} \cdot \varphi(p) + K_{33} \cdot \beta(p) &= F_{31} \cdot \alpha(p) + F_{32} \cdot M_0(p),
\end{aligned} \right\} (11)$$

де

$$\begin{aligned}
K_{11} &= A_{11} \cdot p^2 + A_{12} \cdot p; \\
K_{12} &= A_{13} \cdot p + A_{14}; \\
K_{13} &= A_{15} \cdot p + A_{16}; \\
K_{21} &= A_{22} \cdot p; \\
K_{22} &= A_{21} \cdot p^2 + A_{23} \cdot p + A_{24}; \\
K_{23} &= K_{32} = 0; \\
K_{31} &= A_{32} \cdot p; \\
K_{33} &= A_{31} \cdot p^2 + A_{35} \cdot p + A_{36}; \\
F_{11} &= B_{11}; \\
F_{12} &= B_{12}; \\
F_{21} &= B_{21}; \\
F_{31} &= 0; \\
F_{32} &= B_{31}.
\end{aligned}$$

Вхідними змінними в системі рівнянь (11) є:

1) керуючий вплив - кут повороту передніх керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ ( $\alpha$ );

2) збурювальний вплив у вигляді поперечної складової  $R_{мг}$  головного вектора сил  $R_m$  (див. рис.1) та сумарного розворотного моменту  $M_0 = R_{мг} \cdot a_m - M_m$ .

Вихідними параметрами функціонування розглядуваної динамічної системи є поперечне зміщення «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу –  $X_T$ , курсовий кут енергетичного модуля  $MEЗ - \varphi$  і кут повороту технологічного модуля відносно площини  $ХОУ - \beta$ .

Література.

1. *Парахін О.О.* Аналіз шляхів ефективного використання МТА на основі модульних енергетичних засобів/ *О.О.Парахін.*- Праці ТДАТУ.- 2009.- Т.4. – Вип.9.

2. *Юдкин В.В.* Оптимизация скорости движения и ширины захвата почвообрабатывающих агрегатов/ *В.В.Юдкин.*- Механизация и электрификация сельского хозяйства.- 1988.- №4.

3. *Надыкто В.Т.* Основы агрегатирования модульных энергетических средств/ *В.Т.Надыкто.* –Мелитополь:КП «ММД», 2003. – 240 с.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТРАНСПОРТНОГО ДВИЖЕНИЯ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА

В.Т. Надыкто, А.М. Аюбов, А.А. Парахин

**Аннотация** - разработана математическая модель транспортного движения блокково-модульного машинно-тракторного агрегата в горизонтальной плоскости. Агрегат состоит из модульного энергетического средства (МЭС), на технологический модуль которого навешено орудие. Модель предназначена для оценки устойчивости и управляемости движения МТА.

## MATHEMATICAL MODEL OF TRANSPORT MOTIONS OF BLOCK-MODULE MTA

V.Nadykto, A. Ayubov, A.Parackhin

### *Summary*

**The mathematical model transport motion of block-module aggregate is developed in a horizontal plane.**

УДК 532:631.362

## О КОЛЕБАНИЯХ СКОРОСТИ НЕОДНОРОДНОГО СЛОЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ НА ПЛОСКОМ ВИБРОРЕШЕТЕ

Тищенко Л.Н., д. т. н., чл.-кор. НААНУ,

Ольшанский В.П., д. ф.-м.н.,

Ольшанский С.В., асп.

*Харьковский национальный технический университет с/х им. П.Василенко*

Тел. (057) 700-38-92

**Аннотация** – рассмотрено режим установившихся гармонических колебаний скорости потока зерновой смеси, вызванных продольными вибрациями решета в своей плоскости. Учтено разделение потока на две фракции. В функциях Кельвина получено решение динамической граничной задачи при линейной зависимости вязкости смеси от толщины виброожиженного слоя.

**Ключевые слова** – вибросепарирование зерна, неоднородный вязкий слой, скорость потока, специальные функции.

*Постановка проблемы.* Математическое моделирование движения зерновой смеси по решету нужно для интенсификации процесса сепарирования зерна. Вибрации решета ускоряют сегрегацию смеси и вызывают колебания скорости потока слоя. Моделирование этих колебаний обычно проводят для однородного слоя движущегося сыпучего материала. Однако, вибровязкость смеси меняется с глубиной, и это обстоятельство следует учитывать при разработке уточнённых динамических моделей.

*Анализ последних публикаций.* Колебания неоднородного виброожиженного слоя, вызванные продольными вибрациями решета, рассмотрены в [1], где решение динамической задачи получено без учёта разделения потока на две фракции. Учёт отделения проходовой фракции от несущего потока смеси проводился в [2,3,4], но только для однородного слоя. Отделение части зерна от движущейся массы рассматривалось как просачивание вязкой жидкости через проницаемую граничную плоскость (перфорированную поверхность решета). Рассмотрим динамику неоднородного виброожиженного слоя, ограниченного снизу частично проницаемой граничной поверхностью, которая совершает продольные гармонические колебания в своей плоскости.

*Формулирование целей статьи* является получение формул для расчёта распределения скорости по толщине неоднородного слоя зерна в различные моменты времени и анализа влияния её колебаний на производительность плоского наклонного виброрешета с учётом разделения потока на две фракции.

*Основная часть.* Предположим, что вибровязкость смеси является линейной функцией поперечной координаты  $y$ , перпендикулярной направлению потока (координате  $x$ ). Близкое к линейному распределение вибровязкости получено экспериментально в работе [5] при виброцентробежном сепарировании тонкого слоя зерна.

Рассматривая стационарный режим движения смеси по наклонному решету, с учётом введенного выше допущения, скорость потока  $u(y, t)$  определяем как решение краевой задачи для уравнения:

$$\frac{\partial u}{\partial y} \left[ v(y) \frac{\partial u}{\partial y} \right] - v \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial u}{\partial t} = -g \sin \theta, \quad (1)$$

при граничных условиях

$$v(y) \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} = 0; \quad u(h, t) = A^* \omega \sin(\omega t). \quad (2)$$

В выражениях (1), (2)  $v = v_{\text{п}} \cdot \varepsilon - \text{const}$ ;  $v_{\text{п}}$  - скорость просеивания зерна на решете с коэффициентами “живого сечения”  $\varepsilon$ ;  $g$  - ускорение свободного падения;  $\theta$  - угол наклона решета к горизонту;  $h$  - толщина движущегося слоя;  $A^*, \omega$  - амплитуда и частота продольных колебаний решета;  $t$  - время.

Направления координатных осей указано на рис. 1.

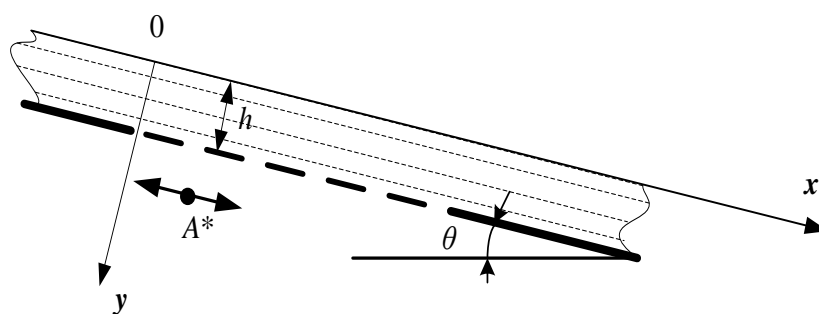


Рис. 1. Расчётная схема

Кинематическую вибровязкость смеси определяем по формуле [1]:

$$v(y) = a_* \cdot y, \quad (3)$$

$$\text{где } a_* = \frac{b}{6\omega r_0 \sqrt{(2A^*)^2 - (\rho\delta b h_0)^2}}; \quad b = 0,7 f(\pi r_0)^2 g \cos\theta;$$

$$\delta = \pi(4M\omega^2)^{-1};$$

$f$  - коэффициент внутреннего трения в смеси;  $r_0, M$  - эквивалентные радиус и масса зёрен в смеси, имеющей плотность  $\rho$ ;  $h_0$  - толщина слоя, с которой смесь подаётся на решето.

Учитывая (3), уравнение (1) преобразуем к виду:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{1 - \mathcal{G}}{y} \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{1}{a_* y} \frac{\partial u}{\partial t} = -\frac{g}{a_* y} \sin\theta, \quad (4)$$

где  $\mathcal{G} = \nu a_*^{-1} < 1$ .

Общее решение уравнения (4) ищем в виде суммы:

$$u(y, t) = u_1(y) + u_2(y, t), \quad (5)$$

в которой первое слагаемое не зависит от  $t$ .

Подстановка (5) в (4) приводит к выражениям:

$$\frac{d^2 u_1}{dy^2} + \frac{1 - \mathcal{G}}{y} \frac{du_1}{dy} = -\frac{g}{a_* y} \sin\theta; \quad (6)$$

$$\frac{\partial^2 u_2}{\partial y^2} + \frac{1 - \mathcal{G}}{y} \frac{\partial u_2}{\partial y} - \frac{1}{a_* y} \frac{\partial u_2}{\partial t} = 0. \quad (7)$$

Решение уравнения (6), удовлетворяющее однородным краевым условиям:

$$\nu(y) \frac{du_1}{dy} \Big|_{y=0} = 0; \quad u_1(h) = 0, \quad (8)$$

имеет вид:

$$u_1(y) = \frac{g \sin\theta}{a_* (1 - \mathcal{G})} (h - y), \quad (9)$$

причём первое граничное условие удовлетворяется за счёт того, что  $\nu(0) = 0$ .

Решение уравнения (7) представляем произведением:

$$u_2(y, t) = \text{Im}[w(y) \exp(i\omega t)], \quad (10)$$

в котором  $i = \sqrt{-1}$ ;  $w(y)$  - комплексная функция вещественного переменного  $y$ .



Согласно (2), (5), (7), (8) и физическому смыслу функция  $w(y)$  должна быть ограниченной вместе со своей производной по  $y$  при  $y = 0$ , а также удовлетворять дифференциальному уравнению:

$$\frac{d^2 w}{dy^2} + \frac{1-\vartheta}{y} \frac{dw}{dy} - \frac{i\omega}{a_* y} w = 0 \quad (11)$$

и граничным условиям:

$$\operatorname{Re} w(h) = A^* \omega; \operatorname{Im} w(h) = 0. \quad (12)$$

Общим решением уравнения (11) является:

$$w(y) = \xi^\vartheta \left[ (c_1 + ic_2) e^{i\frac{\vartheta\pi}{2}} I_\vartheta \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right) + (c_3 + ic_4) e^{-i\frac{\vartheta\pi}{2}} K_\vartheta \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right) \right]. \quad (13)$$

Здесь  $\xi = 2\sqrt{\frac{\omega y}{a_*}}$ ;  $I_\vartheta(z), K_\vartheta(z)$  - модифицированная функция

Бесселя и функция Макдональда индексов  $\vartheta$ ;  $c_1, c_2, c_3, c_4$  - произвольные вещественные постоянные.

Функция  $w(y)$ , согласно (13), ограниченная при  $\xi \rightarrow 0$ , несмотря на сингулярность  $K_\vartheta(\xi e^{i\pi/4})$ . Определим при каких соотношениях произвольных постоянных будет ограниченной производная  $w'(y)$ . Используя формулы дифференцирования цилиндрических функций [6]:

$$\frac{d}{dz} (z^\vartheta I_\vartheta(z)) = z^\vartheta I_{\vartheta-1}(z); \quad \frac{d}{dz} (z^\vartheta K_\vartheta(z)) = -z^\vartheta I_{1-\vartheta}(z),$$

а также асимптотику поведения этих функций при малых значениях аргумента [6]:

$$z^\vartheta I_{\vartheta-1}(z) \sim \frac{2^\vartheta}{\Gamma(\vartheta)} \left(\frac{2}{z}\right)^{1-2\vartheta}; \quad z^\vartheta K_{1-\vartheta}(z) \sim 2^{\vartheta-1} \Gamma(1-\vartheta) \left(\frac{2}{z}\right)^{1-2\vartheta}$$

и решение (13), приходим к выводу, что производная  $w'(y)$ , ограничена в нуле, когда

$$c_3 = \frac{2c_1}{\Gamma(\vartheta)\Gamma(1-\vartheta)} e^{i\vartheta\pi}; \quad c_4 = \frac{2c_2}{\Gamma(\vartheta)\Gamma(1-\vartheta)} e^{i\vartheta\pi}.$$

Здесь  $\Gamma(\vartheta)$ -гамма-функция.

Поскольку [6]

$$\Gamma(\vartheta)\Gamma(1-\vartheta) = \frac{\pi}{\sin(\vartheta\pi)}, \quad (14)$$

то вираження для констант примут вид:

$$c_3 = \frac{2c_1}{\pi} \sin(\vartheta\pi) e^{i\vartheta\pi}; \quad c_4 = \frac{2c_2}{\pi} \sin(\vartheta\pi) e^{i\vartheta\pi}. \quad (15)$$

Цилиндрические функции комплексного аргумента выражаются через функции Кельвина  $ber_{\vartheta}(\xi)$ ,  $bei_{\vartheta}(\xi)$ ,  $ker_{\vartheta}(\xi)$ ,  $kei_{\vartheta}(\xi)$  по формулам [6]:

$$I_{\vartheta} \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right) = [ber_{\vartheta}(\xi) + i \cdot bei_{\vartheta}(\xi)] e^{-i\frac{\vartheta\pi}{2}};$$

$$K_{\vartheta} \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right) = [ker_{\vartheta}(\xi) + i \cdot kei_{\vartheta}(\xi)] e^{i\frac{\vartheta\pi}{2}}.$$

Поэтому, согласно (13) и (15),

$$\operatorname{Re} w(y) = \xi^{\vartheta} [c_1 f_{\vartheta}(\xi) - c_2 \varphi_{\vartheta}(\xi)]; \quad (16)$$

$$\operatorname{Im} w(y) = \xi^{\vartheta} [c_1 \varphi_{\vartheta}(\xi) + c_2 f_{\vartheta}(\xi)];$$

$$f_{\vartheta}(\xi) = ber_{\vartheta}(\xi) + \frac{2}{\pi} \sin(\vartheta\pi) [ker_{\vartheta}(\xi) \cos(\vartheta\pi) - kei_{\vartheta}(\xi) \sin(\vartheta\pi)];$$

$$\varphi_{\vartheta}(\xi) = bei_{\vartheta}(\xi) + \frac{2}{\pi} \sin(\vartheta\pi) [kei_{\vartheta}(\xi) \cos(\vartheta\pi) + ker_{\vartheta}(\xi) \sin(\vartheta\pi)].$$

Выражения (16) удовлетворяют граничным условиям (12), когда

$$c_1 f_{\vartheta}(\eta) - c_2 \varphi_{\vartheta}(\eta) = A^* \omega \eta^{-\vartheta}; \quad (17)$$

$$c_1 \varphi_{\vartheta}(\eta) + c_2 f_{\vartheta}(\eta) = 0, \quad \eta = 2 \sqrt{\frac{\omega h}{a_*}}.$$

Из системы (17) следует, что

$$c_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad c_2 = -\frac{\Delta_2}{\Delta}; \quad (18)$$

$$\Delta_1 = A^* \omega \eta^{-\vartheta} f_{\vartheta}(\eta); \quad \Delta_2 = A^* \omega \eta^{-\vartheta} \varphi_{\vartheta}(\eta); \quad \Delta = f_{\vartheta}^2(\eta) + \varphi_{\vartheta}^2(\eta).$$

Учитывая (9), (10) и (16), приходим к формуле скорости потока зерновой смеси:

$$u(y, t) = \frac{g \sin \theta}{a_* (1 - \vartheta)} (h - y) + \xi^{\vartheta} [c_1 f_{\vartheta}(\xi) - c_2 \varphi_{\vartheta}(\xi)] \sin(\omega t) +$$

$$+ \xi^{\vartheta} [c_1 \varphi_{\vartheta}(\xi) + c_2 f_{\vartheta}(\xi)] \cos(\omega t), \quad (19)$$

в которой множители  $c_1$  и  $c_2$  определены выражениями (18).

Без учёта отделения проходовой фракции, когда  $\vartheta = 0$ :

$$f_0(\xi) = ber(\xi); \quad \varphi_0(\xi) = bei(\xi);$$

$$c_1 = \frac{A^* \omega \cdot ber(\eta)}{ber^2(\eta) + bei^2(\eta)}; \quad c_2 = -\frac{A^* \omega \cdot bei(\eta)}{ber^2(\eta) + bei^2(\eta)},$$

формула (19) переходит в решение краевой задачи, полученное ранее в работе [1].

В общем случае, когда  $\mathcal{G} > 0$ , выражение (19) имеет неопределённость типа  $|0/0|$  при  $\xi \rightarrow 0$ . Поэтому раскроем её, упрощая вычисление скорости на свободной поверхности слоя. Учитывая поведение функции Кельвина при малом значении аргумента:

$$\begin{bmatrix} ber_{\mathcal{G}}(\xi) \\ bei_{\mathcal{G}}(\xi) \end{bmatrix} \sim \left(\frac{\xi}{2}\right)^{\mathcal{G}} \frac{1}{\Gamma(\mathcal{G}+1)} \begin{bmatrix} \cos \frac{3\pi\mathcal{G}}{4} \\ \sin \frac{3\pi\mathcal{G}}{4} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} ker_{\mathcal{G}}(\xi) \\ kei_{\mathcal{G}}(\xi) \end{bmatrix} \sim \frac{\Gamma(\mathcal{G})}{2} \left(\frac{2}{\xi}\right)^{\mathcal{G}} \begin{bmatrix} \cos \frac{3\pi\mathcal{G}}{4} \\ -\sin \frac{3\pi\mathcal{G}}{4} \end{bmatrix}$$

и соотношение (14), находим:

$$u(0,t) = \frac{gh \sin \theta}{a_*} + \frac{2^{\mathcal{G}}}{\Gamma(1-\mathcal{G})} \left[ \cos \frac{\pi\mathcal{G}}{4} (c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t) + \sin \frac{\pi\mathcal{G}}{4} (c_1 \cos \omega t - c_2 \sin \omega t) \right]. \quad (20)$$

При  $\mathcal{G} = 0$  формула (20) совпадает с той, что получена в работе [1].

Рассмотрим отдельно частный случай, когда решение рассматриваемой задачи представляется комбинацией элементарных функций. При  $\mathcal{G} = 1/2$  цилиндрические функции выражаются через элементарные функции:

$$\xi^{1/2} I_{1/2} \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right) = \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{\pi}} e^{-i\frac{\pi}{8}} sh \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right);$$

$$\xi^{1/2} K_{1/2} \left( \xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right) = \frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{2}} e^{-i\frac{\pi}{8}} \exp \left( -\xi e^{i\frac{\pi}{4}} \right).$$

Для этого частного случая, учитывая (13) и (15), находим:

$$\operatorname{Re} w(y) = c_1^* ch \xi_1 \cos \xi_1 - c_2^* sh \xi_1 \sin \xi_1;$$

$$\operatorname{Im} w(y) = c_1^* sh \xi_1 \sin \xi_1 + c_2^* ch \xi_1 \cos \xi_1.$$

Здесь  $\xi_1 = \xi / \sqrt{2}$ ;  $c_1^*, c_2^*$  - произвольные вещественные постоянные.

Граничные условия (12) приводят к системе:

$$c_1^* ch \eta_1 \cos \eta_1 - c_2^* sh \eta_1 \sin \eta_1 = A^* \omega;$$

$$c_1^* sh \eta_1 \sin \eta_1 + c_2^* ch \eta_1 \cos \eta_1 = 0,$$

из которой следует, что

$$c_1^* = \frac{A^* \omega \cdot ch \eta_1 \cos \eta_1}{\cos^2 \eta_1 + sh^2 \eta_1}; \quad c_2^* = -\frac{A^* \omega \cdot sh \eta_1 \sin \eta_1}{\cos^2 \eta_1 + sh^2 \eta_1}; \quad \eta_1 = \frac{\eta}{\sqrt{2}}.$$

Таким образом, при  $\mathcal{G} = 1/2$  определение скорости потока смеси сводится к компактной формуле:

$$u(y, t) = \frac{2g \sin \theta}{a_*} (h - y) + (c_1^* ch \xi_1 \cos \xi_1 - c_2^* sh \xi_1 \sin \xi_1) \sin(\omega t) + (c_1^* sh \xi_1 \sin \xi_1 + c_2^* ch \xi_1 \cos \xi_1) \cos(\omega t). \quad (21)$$

и не нужно вычислять функций Кельвина.

Чтобы определить зависимость удельной производительности решета от времени вычислим интеграл

$$\bar{Q}(t) = \int_0^h u(y, t) dy. \quad (22)$$

Подставив (19) в (22), получаем

$$\bar{Q}(t) = \frac{gh^2 \sin \theta}{2a_*(1 - \mathcal{G})} + (c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t) \int_0^h \xi^{\mathcal{G}} f_{\mathcal{G}}(\xi) dy + (c_1 \cos \omega t - c_2 \sin \omega t) \int_0^h \xi^{\mathcal{G}} \varphi_{\mathcal{G}}(\xi) dy.$$

Используя далее табличные интегралы [6]:

$$\int \xi^{\mathcal{G}+1} \left[ \frac{ber_{\mathcal{G}}(\xi)}{ker_{\mathcal{G}}(\xi)} \right] d\xi = \frac{\xi^{\mathcal{G}+1}}{\sqrt{2}} \left[ \frac{bei_{\mathcal{G}+1}(\xi) - ber_{\mathcal{G}+1}(\xi)}{kei_{\mathcal{G}+1}(\xi) - ker_{\mathcal{G}+1}(\xi)} \right];$$

$$\int \xi^{\mathcal{G}+1} \left[ \frac{bei_{\mathcal{G}}(\xi)}{kei_{\mathcal{G}}(\xi)} \right] d\xi = -\frac{\xi^{\mathcal{G}+1}}{\sqrt{2}} \left[ \frac{bei_{\mathcal{G}+1}(\xi) + ber_{\mathcal{G}+1}(\xi)}{kei_{\mathcal{G}+1}(\xi) + ker_{\mathcal{G}+1}(\xi)} \right]$$

и предельные соотношения:

$$\lim_{\xi \rightarrow 0} \xi^{\mathcal{G}+1} ber_{\mathcal{G}+1}(\xi) = \lim_{\xi \rightarrow 0} \xi^{\mathcal{G}+1} bei_{\mathcal{G}+1}(\xi) = 0;$$

$$\lim_{\xi \rightarrow 0} \xi^{\mathcal{G}+1} ker_{\mathcal{G}+1}(\xi) = \frac{2^{\mathcal{G}}}{\Gamma(\mathcal{G}+1)} \cos \frac{3\pi(\mathcal{G}+1)}{4};$$

$$\lim_{\xi \rightarrow 0} \xi^{\mathcal{G}+1} kei_{\mathcal{G}+1}(\xi) = -\frac{2^{\mathcal{G}}}{\Gamma(\mathcal{G}+1)} \sin \frac{3\pi(\mathcal{G}+1)}{4},$$

находим, что

$$\bar{Q}(t) = \frac{gh^2 \sin \theta}{2a_*(1 - \mathcal{G})} + \frac{a_* \eta^{\mathcal{G}+1}}{2\sqrt{2}\omega} (c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t) \{ bei_{\mathcal{G}+1}(\eta) - ber_{\mathcal{G}+1}(\eta) + \frac{2}{\pi} \sin(\mathcal{G}\pi) [\cos(\mathcal{G}\pi)(kei_{\mathcal{G}+1}(\eta) - ker_{\mathcal{G}+1}(\eta)) + \sin(\mathcal{G}\pi)(kei_{\mathcal{G}+1}(\eta) + ker_{\mathcal{G}+1}(\eta))] + \sqrt{2} 2^{\mathcal{G}} \eta^{-\mathcal{G}-1} \Gamma(\mathcal{G}+1) \sin \frac{\mathcal{G}\pi}{4} \} - \frac{a_* \eta^{\mathcal{G}+1}}{2\sqrt{2}\omega} (c_1 \cos \omega t - c_2 \sin \omega t) \times$$

$$\times \left\{ bei_{g+1}(\eta) + ber_{g+1}(\eta) + \frac{2}{\pi} \sin(g\pi) [\cos(g\pi)(kei_{g+1}(\eta) + ker_{g+1}(\eta)) + \sin(g\pi)(ker_{g+1}(\eta) - kei_{g+1}(\eta)) + \sqrt{2} 2^g \eta^{-g-1} \Gamma(g+1) \cos \frac{g\pi}{4}] \right\}. \quad (23)$$

Выражение (23) существенно упрощается при  $g = 0$ . Без учёта просеивания проходовой фракции из (23) следует, что

$$\bar{Q}(t) = \frac{gh^2 \sin \theta}{2a_*} + \frac{a_* \eta}{2\sqrt{2}\omega} [(c_1 \sin \omega t + c_2 \cos \omega t)(bei_1(\eta) - ber_1(\eta)) + (c_2 \sin \omega t - c_1 \cos \omega t)(bei_1(\eta) + ber_1(\eta))].$$

Ранее эта формула была получена в [1].

Расчёт колебаний производительности решета также упрощается при  $g = 1/2$ . В этом частном случае, используя решение (21) и табличные интегралы:

$$\int xchax \cos ax dx = \frac{1}{2a^2} [ax(shax \cdot \cos ax + chax \cdot \sin ax) - shax \cdot \sin ax];$$

$$\int xshax \sin ax dx = \frac{1}{2a^2} [ax(chax \cdot \sin ax - shax \cdot \cos ax) + chax \cdot \cos ax],$$

вместо (23), получаем

$$\bar{Q}(t) = \frac{gh^2 \sin \theta}{a_*} + \frac{a_*}{2\omega} [\eta_1 (sh \eta_1 \cos \eta_1 + ch \eta_1 \sin \eta_1) - sh \eta_1 \sin \eta_1] (c_1^* \times \\ \times \sin \omega t + c_2^* \cos \omega t) + \frac{a_*}{2\omega} [\eta_1 (ch \eta_1 \sin \eta_1 - sh \eta_1 \cos \eta_1) + ch \eta_1 \cos \eta_1 - 1] (c_1^* \times \\ \times \cos \omega t - c_2^* \sin \omega t).$$

Для вычисления скорости потока по формуле (19) нужно задавать толщину движущегося слоя  $h$ . Вследствие просеивания проходовой фракции эта толщина меняется по длине решета [1]. Пренебрегая им, далее в расчётах используем усреднённое постоянное значение:

$$h = \sqrt{h_0^2 - \frac{L\nu a_*}{g \sin \theta}},$$

$L$  - длина перфорированной плоскости решета.

С целью апробации полученных решений краевой задачи проведены вычисления изменений скорости потока и производительности решета при следующих исходных данных:  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ ;  $f = 0,47$ ;

$M = 0,00004$  кг;  $r_0 = 0,001825$  м;  $h_0 = 0,006$  м, которые соответствуют зерновой смеси пшеницы[1].

Работу решета характеризовали параметрами:  $\theta = 5^0$ ;  $\varepsilon = 0,3$ ;  $A^* = 0,0075$  м;  $\omega = 41,86$  с<sup>-1</sup>;  $L = 0,79$  м. Для разных  $y$  и  $t$  по формулам (19) и (23) вычислили  $u(y,t)$  и  $\bar{Q}(t)$  при  $v_{\Pi} = 0; 0,003; 0,006$  м/с. Результаты расчётов представлены на рисунках 2-3.

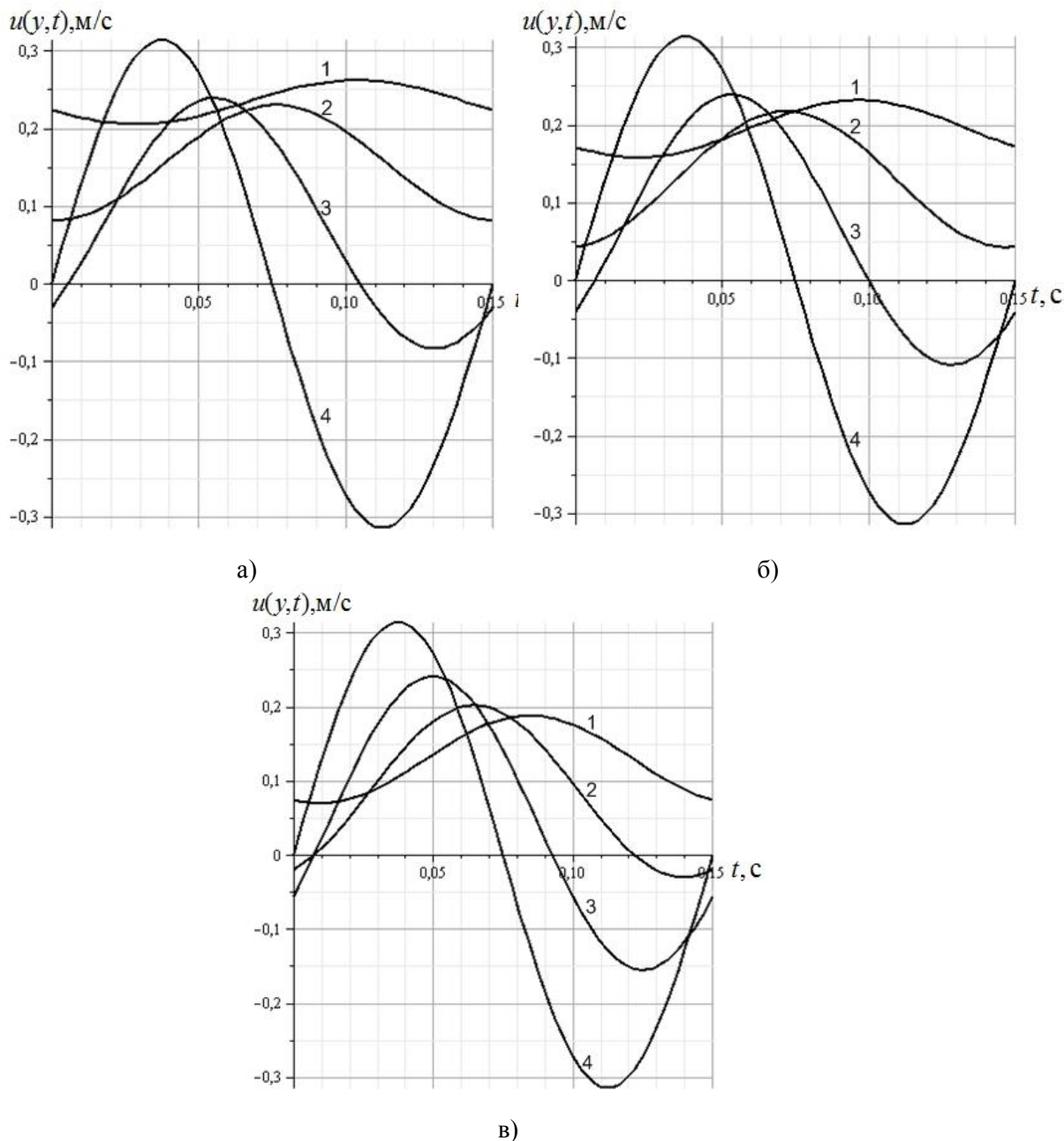


Рис. 2. Зависимости колебаний скорости зерновой смеси пшеницы по высоте слоя: 1,2,3,4 -  $y/h = 0,25; 0,5; 0,75; 1$ ; а)  $-v_{\Pi} = 0$  м/с, б)  $-v_{\Pi} = 0,003$  м/с, в)  $-v_{\Pi} = 0,006$  м/с.

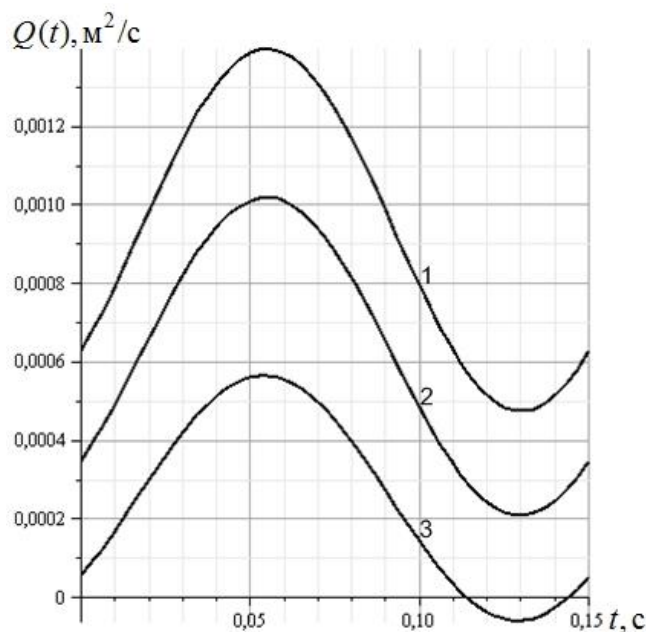


Рис.3. Залежності продуктивності решета по сходовій фракції: 1 -  $v_{\Pi} = 0$  м/с; 2 -  $v_{\Pi} = 0,003$  м/с; 3 -  $v_{\Pi} = 0,006$  м/с.

*Выводы.* Расчёты по изложенной теории показали, что с увеличением глубины частицы в слое уменьшается средняя скорость движения, но возрастает амплитуда её колебаний. Такие же изменения  $u(y, t)$  происходят по мере возрастания скорости отделения проходовой фракции от сходовой на перфорированной поверхности решета. Производительность решета по сходовой фракции уменьшается с увеличением пропускной способности решета по проходовой фракции.

#### Литература

1. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна. / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. - Харьков: Міськдрук, 2010. – 174 с.
2. Тищенко Л.Н. О движении зернового слоя на плоском наклонном виброрешете / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Луцьк: ЛНТУ, 2009. – Вип. 18. – С. 460-468.
3. Тищенко Л.Н. О гидродинамической модели движения зерновой смеси по наклонному плоскому решету/ Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування і будівництво). – Полтава: Полт. НТУ, 2009. – Вип. 3(25).Т.1. – С. 205-213.
4. Тищенко Л.Н. О влиянии поперечных колебаний плоского решета на движение по нём слоя зерновой смеси / Л.Н. Тищенко, В.П.

*Ольшанский* // Вестник НТУ “ХПИ”: Динамика и прочность машин. – Харьков: НТУ, 2009. – Вип. 30. – С. 167-176.

5. *Тищенко Л.Н.* Моделирование процессов зерновых сепараторов / *Л.Н. Тищенко, Д.И. Мазоренко, и др.* – Харків, Міськдрук, 2010. — 360с.

6. *Абрамовиц А.* Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами) / *А. Абрамовиц, И. Стиган* // Москва: Наука, 1979. — 832 с.

## **ПРО КОЛИВАННЯ ШВИДКОСТІ НЕОДНОРІДНОГО ШАРУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ НА ПЛОСКОМУ ВІБРОРЕШЕТІ**

Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський

**Анотація** - Розглянуто режим усталених гармонічних коливань швидкості потоку зернової суміші викликаних поздовжніми вібраціями решета в своїй площині. Враховано розділення потоку на дві фракції. В функціях Кельвіна отримано розв'язок динамічної граничної задачі за лінійної залежності в'язкості суміші від товщини вібророзрідженого шару.

## **ABOUT VIBRATION OF A VELOCITY OF A NON- UNIFORM LAYER OF A GRAIN MIX ON A FLAT VIBROSIEVE**

L. Tishchenko, V. Olshanskii, S. Olshanskii

### *Summary*

The mode of established harmonically fluctuations velocity of a flow a grain mix caused by longitudinal vibrations of the sieve in the plane is considered. The division of a flow into two fractions is taken into account. In Kelvin functions the solution of a dynamic regional problem is received at linear dependence of viscosity of a mix on thickness vibroliquefaction of a layer.



УДК 631.362.23

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СУШКИ РЕПРОДУКТИВНЫХ СЕМЯН МАСЛИЧНЫХ КУЛЬТУР ПРИМЕНИТЕЛЬНО К КОНТЕЙНЕРНОЙ ТЕХНОЛОГИИ**

Дидур В.А., д.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел. (0619) 44-02-74

E-mail: didurva@mail.ru

***Аннотация*** – работа посвящена моделированию процесса сушки семян масличных культур высших репродукций применительно к контейнерной технологии. Математическая модель базируется на новом представлении физической модели как многослойного шара с воздушным каналом в его оболочке.

***Ключевые слова*** – многослойный шар, теплофизические характеристики, тепломассоперенос, постоянные начальные условия, параболические начальные условия, безразмерные критерии тепломассопереноса, кинетика сушки, динамика температуры, агент сушки, скорость фильтрации агента сушки.

***Постановка проблемы.*** Для сушки малых партий, что характерно для репродуктивных семян масличных культур перспективным направлением является использование контейнерной технологии для сушки, кондиционирования и хранения. Более простым способом сушки семян в контейнере является сушка в толстом неподвижном слое по сравнению с псевдосжиженным.

Однако технологические режимы сушки в толстом слое, применяемого для товарного зерна, не могут быть использованы для сушки семян высших репродукций.

Для обоснования рациональных режимов сушки семян подсолнечника высших репродукций необходима новая математическая модель сушки. Такая модель должна учитывать большие различия термодинамических и теплофизических свойств оболочки и ядра семанки и изменения термодинамических характеристик агента сушки при прохождении сквозь слой семян и изменения технологических свойств самих семян в процессе сушки. Рациональные режимы сушки можно определить в результате численных исследований усовершенствованной модели процесса сушки.

*Анализ последних исследований.* При моделировании физическую модель семянки обычно рассматривают как однородный шар с эквивалентным диаметром и однородными тепло - и влагопроводными свойствами. На самом деле семянка состоит из двух резко отличающихся по технологическим свойствам частей оболочки и ядра, разделённых между собой воздушной прослойкой.

Процесс внутреннего и внешнего тепло - и влагопереноса разработан на базе решения систем уравнений с частными производными [1]. Разработанная теория предназначена в основном для сушки материалов в среде, что находится неподвижно и имеет постоянные термодинамические и теплофизические параметры. Для использования в расчётах реальных процессов сушки и сушильных устройств математические модели, разработанные Лыковым должны быть уточнены. Существующая теория, которая рассматривает тепло - и влагообмен в системе сплошной шар в сферической оболочке решается при условии полного контакта между поверхностями обоих тел [1]. Кроме того при решении системы уравнений принимаются ряд условий, которые не позволяют использовать решения для рассматриваемой задачи.

*Формулирование целей статьи.* Целью данной работы является обоснование технологических режимов сушки семян масличных культур высших репродукций в толстом неподвижном слое контейнерной сушилки.

*Основная часть.* В качестве предмета исследований взята разработанная нами математическая модель сушки семян подсолнечника, которая учитывает резко различающиеся термодинамические и теплофизические свойства оболочки и ядра семянки, изменение термодинамических характеристик агента сушки и конденсацию влаги при прохождении через слой семян [2]. Здесь в качестве расчётной схемы была принята абстрактная трёхслойная модель семянки с воздушным каналом представлена на рис.1.

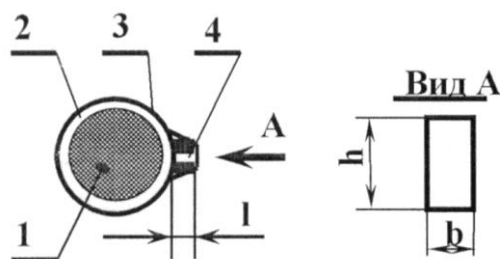


Рис. 1. Абстрактная модель семянки подсолнечника:

- 1 - ядро; 2 - воздухоносная полость; 3 - оболочка;
- 4 - воздушный канал

В основу предлагаемой математической модели сушки семян подсолнечника положена система дифференциальных взаимосвязан-

ных уравнений переноса массы и энергии, разработанная А.В.Лыковым на основе термодинамики необратимых процессов [1]. Математические модели процесса тепло и влагопереноса для оболочки и ядра семянки представлены в безразмерном виде при граничных условиях третьего рода, при постоянных и параболических начальных условиях. Оболочка семянки благодаря её малой толщине рассматривается как неограниченная пластина, а ядро семянки как шар с эквивалентным диаметром. В качестве потенциала влагопереноса принят единый потенциал переноса влаги.

При решении задачи приняты следующие допущения:  $P = \text{const}$ .  
Для тонкого слоя семян высотой  $\Delta h$  за время  $\Delta \tau$

$$u = \text{const}; t = \text{const}; a_q = \text{const}; a_m = \text{const}; \quad (1)$$

$$\lambda_q = \text{const}; \lambda_m = \text{const}; \delta_m = \text{const}; \quad (2)$$

$$c_q = \text{const}; c_m = \text{const}; \alpha_q = \text{const}; \alpha_m = \text{const}; \quad (3)$$

$$x_f = \text{const}; t_f = \text{const}; \lambda_f = \text{const}; \quad (4)$$

$$[j_q(\tau)]_n = \alpha_q [t_f(\tau) - t_n(\tau)]; [j_m(\tau)]_n = \alpha_m (p_n - p_f); \quad (5)$$

где:

$P$  - барометрическое давление, н/м<sup>2</sup>, Па;

$u$  - влагосодержание материала кг/кг;

$t$  - температура материала, °С;

$a_q, a_m$  - коэффициенты соответственно температуропроводности и потенциало-проводности, м<sup>2</sup>/с;

$\lambda_q, \lambda_m$  - коэффициенты соответственно теплопроводности, Вт/(м·К) и влагопроводности, кг/(м·с·ед. потенциала);

$\delta$  - термоградиентный коэффициент, 1/град;

$c_q, c_m$  - соответственно удельная теплоёмкость, Дж/(кг·°С) и удельная изотермическая влагоёмкость, кг/(кг·М);

$\alpha_q, \alpha_m$  - коэффициенты соответственно теплоотдачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К) и массоотдачи, м/с ;

$x_f, t_f, \lambda_f$  - соответственно влагосодержание, кг/кг, температура °С и коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К) агента сушки;

$t_n, p_n$  - соответственно температура поверхности тела и парциальное давление пара у поверхности тела;

$j_q$  - количество подведенного тепла к поверхности семян;

$j_m$  - количество испаряемой влаги с поверхности семян.

Система уравнений тепломассопереноса, [1]:

$$\frac{\partial T(X, Fo)}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 T(X, Fo)}{\partial X^2} + \frac{\Gamma}{X} \frac{\partial T(X, Fo)}{\partial X} - Ko^* \frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial Fo};$$

$$\frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial Fo} = Lu \left[ \frac{\partial^2 \theta(X, Fo)}{\partial X^2} + \frac{\Gamma}{X} \frac{\partial \theta(X, Fo)}{\partial X} \right] - Lu Pn \left[ \frac{\partial^2 T(X, Fo)}{\partial X^2} + \frac{\Gamma}{X} \frac{\partial T(X, Fo)}{\partial X} \right];$$

Безразмерные граничные условия третьего рода

$$\frac{\partial T(1, Fo)}{\partial X} - Bi_q [1 - T(1, Fo)] + (1 - \varepsilon) Ko Lu Ki_m = 0;$$

$$\frac{\partial \theta(1, Fo)}{\partial X} + Pn \frac{\partial T(1, Fo)}{\partial X} + Ki_m = 0.$$

Постоянные начальные условия: Параболические начальные условия:

$$T(X, 0) = \theta(X, 0) = 0; \quad T(X, 0) = -(1 - X^2)W_1; \quad \theta(X, 0) = -(1 - X^2)V_1;$$

$$T = \frac{t - t_0}{t_c - t_0}; \quad \theta = \frac{\theta_0 - \theta}{\theta_0 - \theta_p}; \quad W_1 = \frac{t - t_n}{t_c - t_n}; \quad V_1 = \frac{\theta_n - \theta}{\theta_n - \theta_p}.$$

где:

$\Gamma$  - постоянная формы: для неограниченной плоскости  $\Gamma=0$ ;

для шара  $\Gamma=2$ ;

Индексы  $p, r$  - соответственно параметры поверхности, равновесного значения;  $X = \xi/R$ - безразмерная координата ( $\xi$ , - текущая координата,  $R$  - характерный размер, равный для неограниченной пластины половине её толщины, а для шара - радиусу);

$Fo$ - теплообменный критерий Фурье;

$Ko^*$  - модифицированный критерий Коссовича  $Ko^* = \varepsilon Ko$ ;

$Ko$  — критерий Коссовича;

$Lu$  — критерий Лыкова;

$Pn$  — критерий Поснова для переноса влаги массопроводностью;

$Bi_q$  - теплообменный критерий Био;

$Ki_m$ - массообменный критерий Кирпичёва;

$\varepsilon$  - критерий фазового перехода;

$T, \theta$  - соответственно безразмерные потенциалы тепло- и влагопереноса;

Для создания замкнутой системы уравнений проведены экспериментальные исследования, которые позволили определить теплофизические и термодинамические зависимости оболочки и ядра семянки.

Влагосодержание и температура агента сушки определялись соответственно из материального и теплового баланса. Баланс составлялся с учётом свойств оболочки и ядра. При определении температуры агента сушки в гигроскопической области учитывалось тепло, затрачиваемое на удаление связанной влаги. Определение влагосодер-

жания, температуры и максимального влагосодержания агента сушки позволило учитывать конденсацию влаги в элементарных слоях в процессе прохождения агента сушки через толстый неподвижный слой.

Проверка адекватности математической модели. Исследование процесса сушки проводилось на семенах гибрида подсолнечника Запорожский-9 массой 1000 зёрен 59,6 г, масличностью 50,9 % с исходной влажностью семян относительно сухого вещества 17,51 %. Температура окружающего воздуха колебалась от 18 до 27° С, относительная влажность составляла 78%, барометрическое давление 770 мм рт. ст. Начальная температура семян 20° С, температура агента сушки на входе в контейнер изменялась в пределах 45-50° С, средняя скорость агента сушки в контейнере без учёта семян составляла 0,3 м/с.

Результаты проведенного опыта позволили построить экспериментальную кривую сушки и сравнить с ней теоретическую кривую, полученную численным исследованием описанной математической модели. Относительная ошибка численных исследований при описании кривой сушки не превышает 16,8 %.

При экспериментальном исследовании неравномерности температурного поля в сушильном контейнере проводились две серии опытов. Цель первой серии опытов - исследование неравномерности температурного поля по горизонтальному сечению сушильного контейнера. Для этой серии опытов датчики температуры устанавливались в двух слоях: на высоте 320 мм и 640 мм от уровня решета контейнера. В каждом слое по 5 датчиков: четыре в углах четырёхугольника со стороной 800 мм, и один в центре, на пересечении диагоналей. Высота слоя семян подсолнечника в контейнере равна 960 мм. Размеры горизонтального сечения контейнера - 1300x1300 мм.

Неоднородность температурного поля в горизонтальном сечении контейнера обусловлена неоднородностью потока теплоносителя внутри насыпного слоя. Эта неоднородность вызвана условиями подвода теплоносителя (внешняя макронеоднородность) и неоднородностью укладки семян в слое (внутренняя макронеоднородность). Не следует исключать и влияние неоднородности на уровне одной семянки (микронеоднородность). Указанная неоднородность потока теплоносителя и, соответственно, температурного поля влияет на эффективность сушки, а при высоких температурах может вызвать локальный перегрев семян.

Относительная ошибка температурного поля по высоте слоя семян в контейнерной сушилке по сравнению с экспериментальными данными не превышает 15 %. В процессе сушки записывалась раз-

ность температур между центром семянки и её оболочкой. Величина разности на протяжении сушки не превышала  $0,5^{\circ}\text{C}$ .

Таким образом, по результатам сравнения экспериментальных и теоретических данных кривых сушки семян подсолнечника в толстом неподвижном слое и температурных кривых ядра семянки по высоте слоя, можно сделать вывод об адекватности полученной модели процесса сушки действительному процессу в толстом неподвижном слое. Это позволяет проводить численные исследования процесса сушки [3]. Обоснование рациональных режимов процесса сушки. Первая серия численных исследований проводилась при исходных данных, близких к экспериментальным применительно к контейнерной сушилке. Температура агента сушки на входе принималась равной  $48^{\circ}\text{C}$ , скорость фильтрации агента сушки -  $0,3\text{ м/с}$ . Начальная влажность  $W_C$  оболочки семянки -  $27,28\%$ , ядра -  $14,36\%$ , семян  $17,51\%$ . Толщина слоя семян в контейнере высотой  $1\text{ м}$  разбивалась на элементарные слои высотой  $0,05\text{ м}$  каждый. Для анализа результатов численных исследований пронумеруем условно принятые слои: самый нижний - первый, самый верхний - двадцатый. Элементарный отрезок времени -  $12\text{ мин}$ . Сушка производилась в течение  $6\text{ ч}$ .

В первые  $12\text{ мин}$  интенсивность сушки выше в первом нижнем слое: влагосодержание оболочки снижается с  $27,28\%$  до  $23,79\%$  (рис.8), влагосодержание ядра снижается с  $14,36\%$  до  $9,94\%$ . В последующих двух элементарных слоях интенсивность сушки снижается: во втором слое оболочки - до  $24,5\%$ , ядра - до  $10,67\%$ , в третьем слое: оболочки - до  $25,18\%$ , ядра - до  $11,48\%$ . В это же время параметры агента сушки в этих слоях изменяются следующим образом. Влагосодержание на выходе первого слоя от  $0,0194$  повышается до  $0,023$ , второго слоя - до  $0,026$ , третьего слоя - до  $0,0283$ . Температура агента сушки соответственно понижается: при выходе из первого слоя от  $48^{\circ}\text{C}$  до  $39,58^{\circ}\text{C}$ , при выходе из второго слоя - до  $32,7^{\circ}\text{C}$ , третьего слоя до  $27,42^{\circ}\text{C}$ . Это ниже температуры мокрого термометра. Поэтому в четвёртом слое пар конденсируется. Влажность оболочки возрастает с  $25,28\%$  до  $31,46\%$ , влажность ядра возрастает с  $14,36\%$  до  $16,56\%$ , влагосодержание агента сушки снижается от  $0,0283$  до  $0,0233$ . При конденсации влаги выделяется тепло: температура агента сушки на выходе из четвёртого слоя повышается с  $27,42^{\circ}\text{C}$  до  $29,5^{\circ}\text{C}$ . Температура оболочки и ядра не повышается, поскольку она равна температуре мокрого термометра, а сушка проходит во влажной области. При повышении влажности материала, за счёт увеличения её разности с влажностью равновесной, повышается интенсивность сушки. Влажность оболочки в следующие  $12\text{ минут}$  снижается с  $31,4$  до  $28,05\%$ , влажность ядра - с  $16,5$  до  $12,45\%$ . Расход тепла на испарения влаги оболочки и ядра семянки вызывает снижение температуры агента

сушки с 34,08 до 26,34 % и повышение его влагосодержания с 0,0254 до 0,0287.

На рис 2 показано образование и продвижение характерных зон сушки в толстом неподвижном слое семян подсолнечника с исходным влагосодержанием семян  $u = 0,2$  (влажностью 16,7 %) при температуре агента сушки  $45^{\circ}\text{C}$  и скоростях фильтрации его от 0,1 до 0,4 м/с.

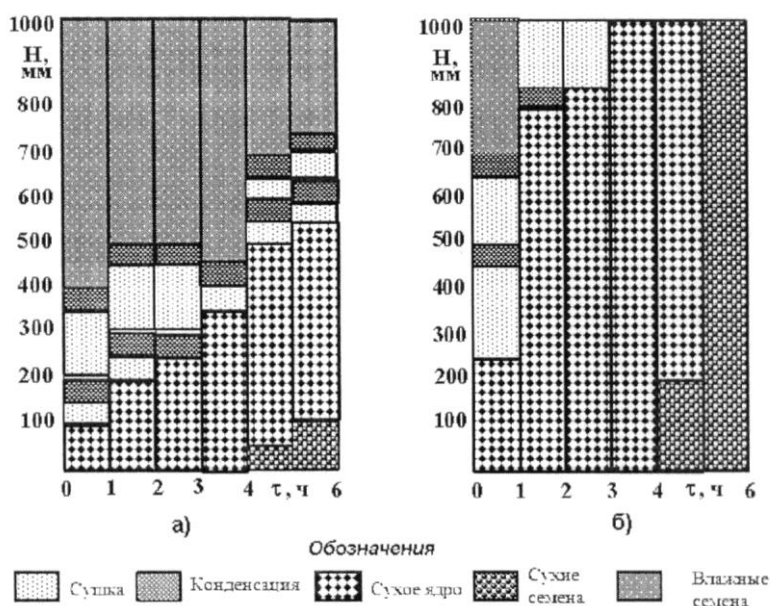


Рис. 2. Образование и продвижение характерных зон сушки в толстом неподвижном слое семян при исходном влагосодержании  $u = 0,2$  кг/кг: а - при скорости фильтрации агента сушки 0.1 м/с; б - при скорости фильтрации агента сушки 0.4 м/с

При скорости фильтрации агента сушки 0,1 м/с через 1 час высота зоны сушки повторялась дважды по 150 мм, в том числе высота зоны сухого ядра - 100 мм в первой зоне. Зона конденсации по высоте слоя также повторилась дважды. С течением времени высоты зоны сушки и зоны сухого ядра медленно возрастали. Две зоны конденсации влаги по высоте насыпи на протяжении 6 часов перемещались по высоте, но не исчезали. Через 6 часов сушки высота зоны сухих семян составила 100 мм, сухого ядра - 450 мм, зоны влажных семян - 750 мм.

При скорости фильтрации 0,4 м/с интенсивность сушки резко возрастает. Так, высота зоны сухого ядра через час составляет 200 мм, через 2 часа - 800 мм. Через 4 часа зона сухого ядра распространилась по всей высоте насыпи, происходила сушка оболочки семян. Через 5 часов зона сухих семян составила 220 мм, а через 6 часов - всю высоту насыпи.

Проведены численные исследования кинетики сушки семян подсолнечника высших репродукций в неподвижном слое высотой 1 м при исходном вла-госодержании семян  $u_c$  - 0,12 и 0,15; скоростях  $V$  фильтрации агента сушки 0,1 м/с; 0,2 м/с; 0,3 м/с; 0,4 м/с; при  $u_c$  - 0,2 и  $V$  - 0,2 м/с; 0,3 м/с; 0,4 м/с; 0,5 м/с; при  $u_c$  - 0,25 и 0,3 и  $V$  - 0,4 м/с; 0,5 м/с; 0,6 м/с; 0,7 м/с; 0,8 м/с; 0,9 м/с. Проведены численные исследования кинетики сушки при высоте неподвижного слоя 2 м с разбивкой на элементарные слои 0,05 м при скорости фильтрации 0,7 м/с и исходном влагосодержании семян 0,12; 0,15; 0,2; 0,25. Анализ проведенных численных исследований при различной исходной влажности и разных режимах фильтрации агента сушки позволил установить рациональные режимы сушки и высоту неподвижного слоя семян. Кинетика сушки семян подсолнечника при высоте неподвижного слоя 1 м и рациональных режимах представлены на рис. 3.

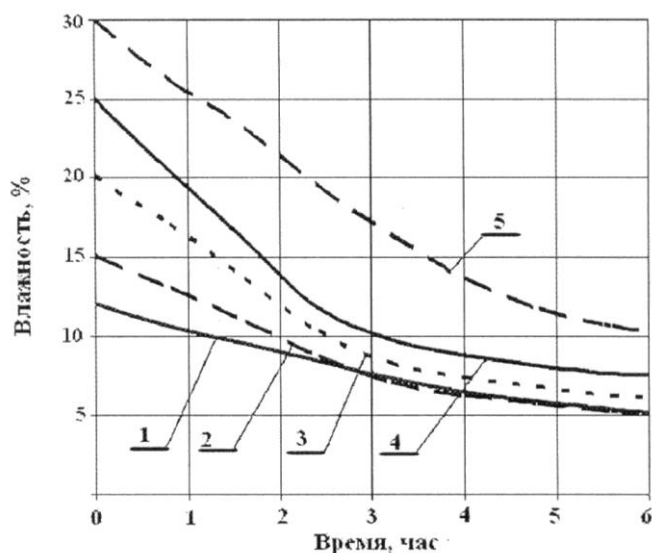


Рис. 3. Кинетика сушки семян подсолнечника в толстом неподвижном слое при рациональных режимах:

$$1 - u_c = 0,12, v = 0,2 \text{ м/с}; 2 - u_c = 0,15, v = 0,3 \text{ м/с}; 3 - u_c = 0,2, v = 0,3 \text{ м/с}; 4 - u_c = 0,25, v = 0,6 \text{ м/с}; 5 - u_c = 0,3, v = 0,7 \text{ м/с}$$

Из представленных кривых кинетики сушки видно, что при высоте неподвижного слоя 1 м, температуре агента сушки 46 - 48°C времени сушки 6 ч влажность семян достигнет кондиционного значения при исходном влагосодержании  $u_c=0,12$  и скорости фильтрации агента сушки  $u = 0,2$  м/с,

при  $u_c = 0,15$ - $0,2$  и  $u = 0,3$  м/с. Однако при  $u_c=0,25$  и  $u = 0,6$  м/с; при  $u_c = 0,3$  и  $u = 0,7$  м/с время сушки значительно увеличивается и по расчётным данным достигает 24 часов. Однако в нашей зоне при обычных условиях уборки исходное влагосодержание семян подсолнечника не превышает величины 0,2.



Таким образом, численные исследования математической модели позволили обосновать следующие рациональные технологические режимы сушки семян подсолнечника высших репродукций:

- температура агента сушки - 46 - 48° С;
- при исходном влагосодержании семян  $w_c=0,12$  скорость фильтрации агента сушки  $u = 0,2$  м/с, при  $w_c = 0,15$  ч- 0,2  $u = 0,3$  м/с, при  $w_c = 0,25$

$V = 0,6$  м/с, при  $w_c = 0,3$   $u = 0,7$  м/с.

*Выводы.* На основании анализа предлагаемых численных исследований математических моделей сушки семян масличных культур высших репродукций можно сделать следующие выводы:

1. Аналитически и экспериментально определены закономерности изменения теплофизических, термодинамических характеристик оболочки и ядра семянки подсолнечника в зависимости от их технологических свойств и параметров агента сушки. Это позволило подтвердить факт резкого отличия определяемых характеристик, а следовательно невозможности применения абстрактной модели семянки в виде сплошного шара.

2. Разработана математическая модель процесса сушки, которая включает ранее не учитываемые факторы, изменяющиеся во времени (физико-механические, морфологические, тепло физические и термодинамические свойства семян подсолнечника и их отдельных элементов). Исследования этой модели позволили определить динамику тепло- влагопереноса, термодинамических характеристик агента сушки и установить место и время конденсации водяного пара по слоям. Массу конденсируемого пара можно уменьшить, управляя скоростью фильтрации агента сушки. В частности, установлено, что при исходной влажности семян подсолнечника 16 - 17 % и повышении скорости фильтрации агента сушки с 0,1. м/с до 0,4 м/с высота зоны сушки уже в первый час увеличивается в 2,5 раза, а конденсация водяного пара через 2 часа прекращается.

3. Численные исследования математической модели позволили обосновать рациональные технологические режимы сушки семян подсолнечника высших репродукций:

- температура агента сушки - 46 - 48° С;
- при исходном влагосодержании семян  $w_c = 0,12$  скорость фильтрации агента сушки  $u = 0,2$  м/с, при  $w_c = 0,15$  ч- 0,2  $u = 0,3$  м/с, при  $w_c=0,25$   $V = 0,6$  м/с, при  $w_c = 0,3$   $u = 0,7$  м/с.

4. На базе усовершенствованных методов экспериментальных исследований и приборного обеспечения проведены исследования кинетики сушки и динамики температурного поля в неподвижном слое семян, которые подтвердили адекватность разработанных математических моделей. Расхождение результатов численных исследований

по сравнению с экспериментальными данными кинетики сушки не превышает 16,8 %, а динамики температурного поля по высоте слоя семян в контейнерной сушилке - 15 %.

#### Литература

1. *Лыков В.А.* Теория тепло- и массопереноса /*А.В. Лыков, Ю.А. Михайлов.* - М. - Л.: Госэнергоиздат., 1963. - 535 с
2. *Дидур В.А.* Контейнерная технология послеуборочной обработки семян подсолнечника высших репродукций /*В. А. Дидур, А.В. Ткаченко* //Східноєвропейський журнал передових технологій. Математика и кибернетика - фундаментальные и прикладные аспекты. - 2007. - №3/6 - С. 62 - 72.
3. *Дидур В.А.* Обоснование технологических режимов сушки семян подсолнечника высших репродукций / *В.А. Дидур, А.В. Ткаченко* //Известия Международной академии аграрного образования. Информационные технологии в эксплуатации МТП АПК. - 2008. - Вып.7, том. 1. - С. 27 - 34.
4. *Ткаченко А.В.* Эффективность контейнерной сушилки для послеуборочной обработки семян высших репродукций /*А.В. Ткаченко, В.А. Дидур* //Праці ТДАТА - Мелітополь, 2006. - С. 58 - 64.

### МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ СУШКИ РЕПРОДУКТИВНОГО НАСІННЯ ОЛІЙНИХ КУЛЬТУР СТОСОВНО КОНТЕЙНЕРНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ

В.А. Дідур

**Анотація** - робота присвячена моделюванню процесу сушки насіння олійних культур високих репродукцій в умовах контейнерної технології кондиціонування та збереження. Математична модель базується на новому уявленні фізичної моделі як багатосферної кулі з повітряним каналом в її оболонці

### DESIGN OF PROCESS OF DRYING GENESIAL SEED OF OIL- BEARING CULTURES AS IT APPLIES TO CONTAINER TECHNOLOGY

V. Didur

#### *Summary*

The work is devoted experimental check and numerical researches of mathematical model of process of drying of seeds of sunflower in a thick motionless layer, particularly container dryer. The

**mathematical model is based on new representation of physical model as a multilayered structure seeds with air channels in its cover.**

УДК 631.356.2

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З КОРЕНЕПЛОДОМ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Булгаков В.М., д.т.н., чл.-кор. НААНУ,  
Національна академія аграрних наук України  
Бендера І.М., д.п.н.,  
Гуцул Т.Д., к.т.н.  
Подільський державний агротехнічний університет  
E-mail: ivan\_bendera@mail.ru

**Анотація** - розроблена теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.

**Ключові слова** – вібрація, робочий орган, рослинництво.

*Постановка проблеми.* Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

*Аналіз останніх досліджень.* Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [4] і [5] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головою коренеплоду.

*Формулювання цілей статті.* При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити.

*Основна частина.* Складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду

при наїзді робочого органу на коренеплід. Представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожний з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$ . Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині. Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відбувається відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$ .

Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом. Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила  $\bar{Q}_{36}$ , що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{36.1}$  та  $\bar{Q}_{36.2}$ . Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі  $Ox$ , тому у напрямку осі  $Ox$  діють також рушійні сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$ , які прикладені у точках  $K_1$  і  $K_2$  відповідно. У центрі ваги коренеплоду (точка  $C$ ) діє сила ваги коренеплоду  $G_k$ . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей  $Ox$  і  $Oz$  позначені через  $\bar{R}_x$  та  $\bar{R}_z$  відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси  $\bar{s}_{n1}$  і  $\bar{s}_{n2}$ , які прикладені відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$ , причому  $s_{n1} = s_{n2}$ . Дані ударні імпульси напрямлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відповідно. Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси  $s_{\tau 1}$  і  $s_{\tau 2}$ , причому,  $s_{\tau 1} = s_{\tau 2}$ . Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [3]:

$$S_{\tau} \leq fS_n, \quad (1)$$

де  $f$  – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Розкладемо імпульси  $\bar{s}_{\tau 1}$  і  $\bar{s}_{\tau 2}$  на складові  $\bar{F}_1$  і  $\bar{F}_2$ , перпендикулярні до прямих  $A_1C_1$  та  $A_2C_2$  відповідно, та складові  $\bar{E}_1$  і  $\bar{E}_2$ , паралельні до прямих  $A_1C_1$  та  $A_2C_2$ . Так представлені вектори  $\bar{s}_{\tau 1}$  і  $\bar{s}_{\tau 2}$  дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі  $Ox$  і  $Oy$ .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня.

У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача. Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (2)$$

де  $z_k$  – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;  $a$  – амплітуда коливань робочого органу,  $\omega$  – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість  $v_{зб.}$  коливального руху робочого органу у будь-який момент часу  $t$  буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (3)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб.max} = a\omega. \quad (4)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю  $V_{зб.max}$ .

Оскільки усі сили, мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси  $s_{n1}$  і  $s_{n2}$  мають не нульове значення, причому очевидно, що  $s_{n1} = s_{n2}$  (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [2]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{s}_{n1} + \bar{s}_{n2} + \bar{s}_{\tau1} + \bar{s}_{\tau2}, \quad (5)$$

де  $\bar{V}$  – швидкість робочого органу до удару;  $\bar{U}$  – швидкість робочого органу після удару;  $m$  – маса робочого органу.

При цьому

$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.max}, \quad (6)$$

де  $\bar{V}_{\Pi}$  – швидкість поступального руху копача;  $\bar{V}_{зб.max}$  – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості  $\bar{V}_{\Pi}$  копача направлений по осі  $Ox$ , а вектор швидкості коливального руху робочого органу  $\bar{V}_{зб.max}$  – по осі  $Oz$  вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{s}_{n1} + \bar{s}_{n2} + f\bar{s}_{n1} + f\bar{s}_{n2}. \quad (7)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення  $\varepsilon$  [2], а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (8)$$

де  $U_n$  – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина,  $V_n$  – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки  $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$ ,  $\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.max}$ , то, враховуючи [1], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (9)$$

$$V_n = \frac{V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.max} \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (10)$$

де  $L = \sqrt{tg^2 \gamma + 1 + tg^2 \beta}$ . Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одержимо наступне рівняння:

$$U_x tg \gamma + U_z tg \beta = -\varepsilon(V_{II} tg \gamma + V_{зб.max} tg \beta). \quad (11)$$

Оскільки удар симетричний відносно площини  $xOz$ , то векторне рівняння (7) зводиться до системи двох рівнянь – у проєкціях на осі  $Ox$  і  $Oz$ .

Після визначення проєкцій ударних імпульсів, що входять у векторне рівняння (7), та врахування виразу (11) отримаємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1} tg \gamma}{L} + \\ &+ 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m(U_z - V_{зб.max}) &= \frac{2S_{n1} tg \beta}{L} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x tg \gamma + U_z tg \beta &= -\varepsilon(V_{II} tg \gamma + V_{зб.max} tg \beta). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Застосовуючи метод Крамера до системи рівнянь (12), отримаємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1 + \varepsilon) \times \dots}{2tg^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta tg \beta + 2tg^2 \gamma + \dots} \times \frac{(V_{II} tg \gamma + V_{зб.max} tg \beta)L}{\dots + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)Ltg \gamma}. \quad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [2] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу  $t_{y\delta}$ , тобто

$$F_{y\delta} = 2F_{y\delta.cp} = \frac{2S}{t_{y\delta}}, \quad (14)$$

де  $F_{y\delta}$  – максимальне значення ударної сили,  $s$  – ударний імпульс,  $F_{y\delta.cp}$  – середнє значення ударної сили,  $t_{y\delta}$  – тривалість удару.

Враховуючи значення проєкцій ударного імпульсу на осі  $Ox$  і  $Oz$  та вираз (14), зможемо записати значення проєкцій сили  $F_{y\delta}$  відповідно на осі  $Ox$  і  $Oz$ :

$$F_{y\delta.x} = \left( \frac{4tg \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (15)$$

$$F_{y\delta.z} = \left( \frac{4tg \beta}{L} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (16)$$

де значення  $S_{n1}$  визначається згідно виразу (13), взятому з додатнім знаком. Тривалість удару  $t_{y\delta}$  можна визначити лише експериментально. Згідно [4]  $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$  с. Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо удар

відбувається у точках  $K_1$  і  $K_2$ , які знаходяться на відстані  $h$  від умовної точки закріплення  $O_1$  (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати:

$$M_{O_1}(F_{y\delta,x}) = \left( \frac{4tg\gamma}{L} + 4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma \right) \frac{S_{nl}h}{t_{y\delta}}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова:

$$M_{O_1}(\bar{F}_{y\delta,x}) \leq [M_{3z}] < M_{on}, \quad (18)$$

де  $[M_{3z}]$  – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;  $M_{on}$  – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{y\delta,z} \leq [F_{розр}] < R_z, \quad (19)$$

де  $[F_{розр}]$  – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;  $R_z$  – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом. З умови незламування коренеплоду (18) та умови нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу. Введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{3z}]t_{y\delta}L}{h[4tg\gamma + (4f \cos\psi \cos\gamma - 4f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma)L]} = A, \quad (20)$$

$$\frac{[F_{розр}]t_{y\delta}L}{4tg\beta + 4fL \sin\psi \sin\delta} = B, \quad (21)$$

$$\frac{m(1+\varepsilon)L}{2tg^2\beta + 2fL \sin\psi \sin\delta tg\beta + 2tg^2\gamma + (2f \cos\psi \cos\gamma - 2f \sin\psi \cos\delta \sin\gamma)L} = C. \quad (22)$$

Тоді з виразів (13), (18) та (19) отримуємо наступні обмеження на швидкість викопуючого робочого органу:

$$V_{II} tg\gamma + V_{зб.max} tg\beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$

Якщо задатися поступальною швидкістю  $v_{II}$  бурякозбиральної машини, то з (23) знаходимо значення максимальної швидкості  $v_{зб.max}$  коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.max} = \frac{1}{tg\beta} \left( \frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} tg\gamma \right). \quad (24)$$

Тоді з виразу (4) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left( \frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} tg\gamma \right). \quad (25)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості  $v_{II}$  бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу  $\omega$  від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

**Висновки.** Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного вико-



пуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленим у ґрунті. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

#### Література

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том І. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
2. Бутенин Н.В., Луниця Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
4. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельий, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

### **АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВИБРАЦИОННОГО ВЫКАПЫВАЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С КОРНЕПЛОДОМ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ**

В.М. Булгаков, І.М. Бендера, Т.Д. Гуцул

**Аннотація** - розроблена теорія ударного взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим в ґрунті, при вібраційному викопуванні сахарної свекли. Отримані залежності дають можливість аналітично визначити кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу виходячи з умов неповредження коренеплодів.

### **ANALYTICAL RESEARCH OF SHOCK COOPERATION OF OSCILLATION DIGGING UP WORKING ORGAN WITH ROOT CROP OF SUGAR BEET**

B. Bulgakov, I. Bendera, T. Gucul

**The theory of shock cooperation of oscillation digging up working organ is developed with a root crop, fastened in soil, at oscillation excavation of sugar beet. The got dependences enable analytically to determine the kinematics and construction parameters of digging up**

**working organ coming from the terms of undamage of root crops.**

УДК 378. 147

## МОДЕРНІЗАЦІЯ АГРАРНОЇ ОСВІТИ ЗА ДОПОМОГОЮ МОДЕЛЮВАННЯ НАВЧАЛЬНОГО ПРОЦЕСУ

Рогач Ю.П., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-10-04

**Анотація** – Розглянуто проблеми модернізації аграрної освіти за допомогою сучасної моделі підготовки фахівців, що відповідатимуть європейським критеріям якості.

**Ключові слова** – освітній простір, Болонський процес, модель, фахівець, компетентнісний підхід, навчальний процес, практична підготовка, державна атестація.

*Постановка проблеми.* Увага освітянської галузі останнім часом зосереджена на реалізації принципів Болонської угоди, інтеграції до європейського освітнього простору. В зв'язку з цим основним орієнтиром є відповідність вітчизняної системи аграрної освіти вимогам болонської конвенції, впровадження в навчальний процес та адаптування своїх кредитних систем до „Європейської кредитно-трансферної системи” (ECTS), підготовка для аграрної галузі фахівця європейського рівня.

*Аналіз останніх досліджень.* Сьогодні більшість університетів України, в тому числі і Таврійський державний агротехнологічний університет, вже адаптували навчальний процес до європейських вимог. Міністерством освіти і науки України розроблено нормативну базу з питань кредитно-модульної системи організації навчального процесу, Видано відповідні накази [1], [2], [3], які є організаційно-правовою основою для широкого впровадження „Європейської кредитно-трансферної системи” у всіх вищих навчальних закладах України. Окремі складові частини сучасної моделі підготовки фахівців наведені в [4]. ТДАТУ – прагне бути лідером вітчизняної сільськогосподарської освіти. Про це свідчать і результати незалежного опитування, і рейтинги, виставки, його відомість в країні, позитивні відгуки роботодавців і популярність серед абітурієнтів. Щоб залишатися ведучим навчальним закладом в Південному регіоні України, ТДАТУ потрібно впевнено тримати курс на євроінтеграцію в рамках Болонського процесу, оперативно реагувати на виклики ринку та запити економіки, працювати на випередження, на завтрашній день.

*Формування цілей статті (постановка задачі).* Таким чином, метою статті є визначення та обґрунтування основних складових частин моделі підготовки фахівця сучасного професійного рівня для аграрної галузі країни.

*Основна частина.* Для успішного вирішення цієї важливої задачі в Таврійському державному агротехнологічному університеті на протязі останніх років використовується модель підготовки сучасного фахівця, основними особливостями якої є, в першу чергу, підвищення якості підготовки фахівців; виходячи зі статусу університету - інноваційна модель підготовки магістрів, європейських критеріїв якості, що визначені Болонським процесом. Модель організації процесу підготовки фахівців в Таврійському державному агротехнологічному університеті наведена на рисунку 1.

В плані підвищення рівня абітурієнтів університет орієнтується на пошук саме “своїх” абітурієнтів. На жаль система доуніверситетської підготовки – основа формування контингенту абітурієнтів та студентів ТДАТУ працює гірше, ніж того вимагають вимоги сьогодення. За останній рік суттєво зменшилась кількість студентів, прийнятих на перший курс після підготовчого відділення.

Впровадження незалежного тестування дозволило покращити якість та об’єктивність при відборі кандидатів на навчання. Але шкільна підготовка абітурієнтів, незважаючи на покращення абсолютних знань, виявляється зовсім незадовільною для продовження навчання у вищому навчальному закладі. В зв’язку з цим, передбачається і надалі розвивати систему доуніверситетської підготовки як основного джерела поповнення контингенту студентів, зосереджувати зусилля на прийомі абітурієнтів з коледжів та технікумів Університетського центру, покращенні їх підготовки з математики, фізики, інших профільних дисциплін; удосконалювати систему тестування абітурієнтів, підсиливши вимоги до їх знань з фундаментальних дисциплін з урахуванням попередньої профорієнтації.

Якість професорсько - викладацького складу і надалі залишається визначальною для підготовки висококваліфікованих фахівців. Важливими чинниками тут є підвищення кількості докторів та кандидатів наук, контроль якості проведення занять з боку керівництва, стажування та підвищення кваліфікації викладачів в умовах виробництва, покращення умов їх роботи (оптимізація навчального навантаження, перехід до раціонального співвідношення обсягів аудиторних і самостійних занять, тощо), наявність на кожній кафедрі провідних викладачів або групи викладачів – піонерів з дисциплін, що викладаються. Вони мають активно вивчати досягнення науки, техніки, технології, відвідувати спеціалізовані виставки, пропагувати новітні досягнення, читати лекції, готувати методичні та інформаційні матеріали для ши-

рокого застосування на всіх потоках факультету, надавати студенту знання випереджувального характеру, а не застарілі.

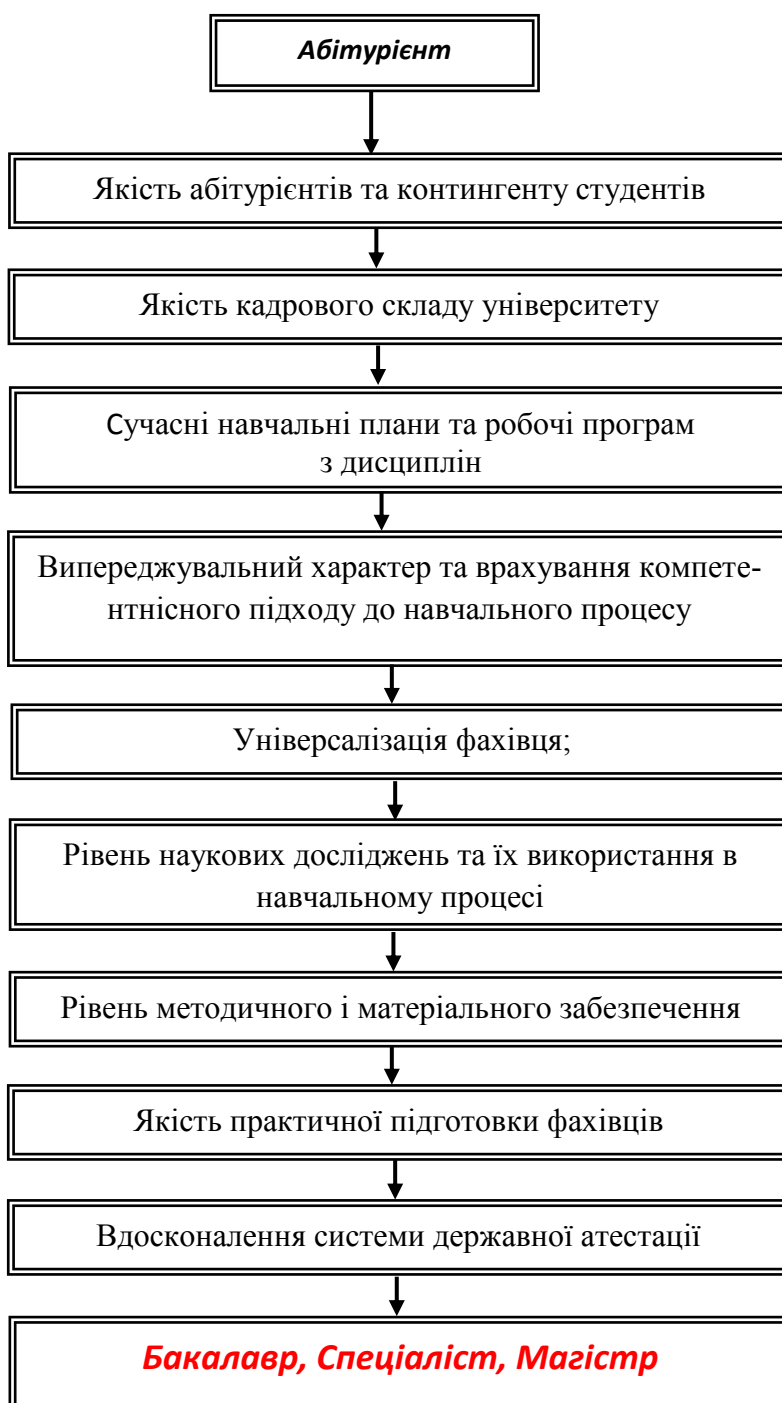


Рис. 1. Модель організації процесу підготовки фахівців в Таврійському державному агротехнологічному університеті

З цієї метою необхідно докорінно змінити навчальні плани шляхом введення таких дисциплін, як: інновації в сільськогосподарській техніці, сучасні закордонні технології вирощування та переробки сільськогосподарських культур, сучасна закордонна сільськогоспо-

дарська техніка, сучасні закордонні трактори та автомобілі, сучасні технології в тваринництві, сучасні закордонні сорти сільськогосподарських культур, засоби захисту рослин, добрива і т. ін. і викладати ці дисципліни оті, так звані, піонери.

З метою урахування компетентнісного підходу, що полягатиме в обов'язковій фіксації знань та умінь, отриманих студентами після кожного заняття, переробки вимагають і робочі навчальні програми.

Вдосконалення системи підготовки вимагає і те, що в сучасних умовах господарювання на зміну крупним багатогалузевим сільськогосподарським підприємствам прийшли невеликі, вузькоспеціалізовані фермерські господарства з площею 50 – 1000 га, де з економічної точки зору недоцільно використовувати головних спеціалістів за напрямками діяльності (механізація, електрифікація, агрономія, тваринництво, економіка і т. ін.). Тому, з метою суттєвого підвищення універсалізації майбутнього фахівця необхідно: збільшити кількість годин на вивчення агрономічних, технологічних, економічних дисциплін; переробити робочі навчальні програми економічних дисциплін з метою поглибленого вивчення питань вітчизняного та світового ринків сільськогосподарської продукції, а також питань сучасного менеджменту в сільськогосподарському виробництві; ввести виконання міждисциплінарного наскрізного комплексного курсового проекту.

Нинішня інноваційна модель випускника ТДАТУ – бакалавр, магістр – орієнтована на майбутнє. Освіта бакалавра відповідає рівню базової вищої освіти, рівень магістра – повній вищій освіті. Спроможність кафедр готувати магістрів знаходиться у прямій залежності від рівня наукової роботи викладачів і науковців, при цьому науку кафедр потрібно застосовувати в навчанні – такий підхід має стати істотною складовою магістерської підготовки. Оскільки наукова робота є важливою складовою навчання студентів, необхідно забезпечити участь всіх магістрів у науковій роботі, наукових семінарах, конференціях та виставках.

З метою підсилення практичної підготовки випускників потрібно для більш досконалого вирішення майбутніми фахівцями прикладних виробничих питань суттєво збільшити об'єм навчальної практики. Для досконалого вивчення майбутніми фахівцями повного, закінченого циклу сільськогосподарських - вдосконалити графік виробничої практики, шляхом планування її проведення в необхідні агротехнічні терміни. Бажаним було б в цикл дисциплін за вибором студента включити стажування та практику за кордоном, ознайомчу практику за кордоном, при цьому покращити рівень знання іноземних мов. Заохочувати проходження виробничої практики в "сімейних" фермерських господарствах та виробничих кооперативах.

Однією з вирішальних складових підготовки фахівців є якість виконання дипломних проектів та робіт, оскільки вони характеризують знання студентів та їх здатність інтегрувати ці знання, використовувати їх для вирішення практичних завдань.

Вдосконалювати рівень виконання дипломних проектів, як кінцевої мети навчання, необхідно як використовуючи знання спеціальних дисциплін з технології, планування та організації виробництва, управління, безпеки життєдіяльності тощо, що вивчаються на випускаючих кафедрах, так і інших дисциплін, що викладаються на супутніх кафедрах, наприклад, з агрономії, тваринництва, економіки, сучасних (інноваційних) технологій, тощо. Дипломний проект повинен бути синтезом курсових проектів, розрахунково – графічних та інших самостійних робіт, які виконувались на протязі кількох семестрів на різних кафедрах та об'єднані темою дипломного проекту. Необхідно вдосконалити і сам процес дипломного проектування шляхом заміни листів на роздатковий матеріал, виконаний за допомогою персонального комп'ютера та супровід захисту проекту за допомогою вказаного персонального комп'ютера, проводити демонстрацію комп'ютерного проектування. Бажано ввести комплексний екзамен з загальнотехнічних дисциплін, з вирішення практичних виробничих задач та з уміння працювати в програмі "Компас" та аналогічних, а також використовувати, як альтернативу дипломним проектам, державний іспит.

В останні роки зростає кількість виданої науково – методичної літератури: підручників, навчально – методичних посібників, методичних рекомендацій та навчальних програм, наукових видань, а також періодичних, довідкових та інших друкованих видань, однак особливі увагу необхідно приділити створенню електронних навчальних посібників та курсів, що дасть можливість покращити організацію самостійної роботи студентів.

#### *Висновки.*

1. Таким чином, в сучасному суспільстві рівень освіченості людини вже не визначається лише енциклопедичністю знань. Сьогодні суспільство потребує від освіченої людини уміння ефективно вирішувати різноманітні проблеми на основі існуючих знань, а також постійно поповнювати знання, тобто безперервно навчатися протягом усього життя.

2. Головними складовими моделі підготовки фахівця є компетентісно - орієнтована освіта та впровадження в навчальний процес європейської кредитно - трансферної системи (ECTS), спрямованих на комплексне засвоєння різних знань та способів практичної діяльності, завдяки яким людина успішно реалізує себе в різних галузях своєї професійної діяльності, набуває соціальної самостійності, стає мобі-

льною та кваліфікованою, вільно орієнтується в навколишньому середовищі та успішно вирішує складні професійні завдання.

#### Література

1. Положення про організацію навчального процесу у вищих навчальних закладах. Затверджено наказом Міністерства освіти і науки України від 2 червня 1993 року за № 161 // Збірник нормативно – правових документів з питань вищої освіти. – К.: Аграрна освіта, 2006. – С. 160 – 176.

2. Про особливості впровадження кредитно-модульної системи організації навчального процесу. Затверджено наказом Міністерства освіти і науки України від 20 жовтня 2004 року за № 812 // Збірник нормативно – правових документів з питань вищої освіти. – К.: Аграрна освіта, 2006. – С. 178 - 183.

3. Про впровадження кредитно - модульної системи організації навчального процесу. Затверджено наказом Міністерства освіти і науки України від 30 грудня 2005 року за № 774 // Збірник нормативно – правових документів з питань вищої освіти. – К.: Аграрна освіта, 2006. – С. 183 – 189.

4. *Кюрчев В.М., Рогач Ю.П., Малюта С.І.* Практична підготовка – невід'ємна складова професійної майстерності фахівця // Удосконалення навчально – виховного процесу у вищому навчальному закладі. Збірник науково – методичних праць ТДАТУ. Вип. 13. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – С. 3 – 5.

## МОДЕРНИЗАЦІЯ АГРАРНОГО ОБРАЗОВАНИЯ С ПОМОЩЬЮ МОДЕЛИРОВАНИЯ УЧЕБНОГО ПРОЦЕССА

Ю.П. Рогач

**Аннотация** - Рассмотрены проблемы модернизации аграрного образования с помощью современной модели подготовки специалиста, отвечающего европейским критериям качества.

## MODERNIZATION OF AGRARIAN FORMATION BY MEANS OF MODERN MODEL

Y. Rogach

### *Summary*

**Problems of modernization of agrarian formation by means of modern model of preparation of the expert answering to the European criteria of quality are considered.**



УДК 629.017

## ОЦЕНКА УПРАВЛЯЕМОСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦИАЛЬНЫХ УСКОРЕНИЙ.

Лебедев А.Т., д.т.н.,

Артемов Н.П., к.т.н.,

Кот А.В., асп.

*ХНТУ сельского хозяйства им. П. Василенка*

Подригало М.А., д.т.н.

*Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет*

E-mail: agropromtractor@yandex.ru

**Аннотация** - рассмотрены вопросы, раскрывающие возможность описания переходных процессов с помощью метода парциальных ускорений при изменении управляющих воздействий на мобильную машину.

**Ключевые слова** - управляемость, переходной процесс, парциальное ускорение, передаточная функция

*Постановка проблемы.* Управляемость любого объекта характеризуют его способность адекватно реагировать на управляющие воздействия. Управляющее воздействие вызывает переходной процесс из одного состояния равновесия объекта управления в другое. Для механических систем, к которым относятся мобильные машины, переходной процесс сопровождается изменением скоростного режима движения. Возникающие при этом ускорения характеризуют не только управляемость системы, но и изменение ее технического состояния, обусловленное нестабильностью параметров. В настоящей статье с использованием метода парциальных ускорений определена зависимость между состоянием объекта управления и его управляемостью.

*Анализ последних публикаций.* Управляемость – это свойство объекта, характеризующее его способность адекватно реагировать на управляющее воздействие. Управление – это осуществление таких специальных воздействий на техническую систему, которые бы обеспечивали желательный процесс [1]. Другими словами, управление – это процесс организации воздействий, соответствующих алгоритму управления [1]. Устойчивость является одной из основных проблем теории управления техническими системами. Устойчивость является

одним из составляющих свойств более общего (сложного) свойства – управляемости. Устойчивость характеризует способность объекта (механической системы) сохранять равновесие либо почти не отклоняться то заданного закона движения при действии возмущений [2].

Если в технической системе отсутствует отрицательная обратная связь по регулируемой величине или связь по возмущению (разомкнутая система), то для обеспечения её устойчивости при действии возмущений используется только управляющее воздействие. В этом случае свойство управляемости является частью более общего свойства – устойчивости, т.е. свойством, обеспечивающим устойчивость объекта управления.

Реакция механической системы на управляющее воздействие может характеризовать не только степень совершенства, но также и техническое состояние объекта, его функциональную стабильность, обусловленную изменением технического состояния. Ухудшение технического состояния мобильных (колесных и гусеничных) машин приводит к ухудшению показателей управляемости.

Нами ранее [3] предложено использовать в качестве критерия, характеризующего управляемость, линейное или угловое ускорение автомобиля. Этот критерий, возможно, использовать и для оценки управляемости любой другой мобильной машины на переходных режимах движения. Выбор указанного критерия обусловлен следующими соображениями:

- ускорение характеризует начало переходного процесса от одного скоростного режима движения мобильной машины к другому;
- ускорение возникает в результате появления силового управляющего фактора (силы или момента).

Между ускорением и силовым фактором, вызывающим его появление, существует линейная связь (определяемая аксиомой динамики). Однако связь между ускорением и управляющим воздействием нелинейная, поскольку в системе действуют различные силы сопротивления (сухого и вязкого трения, упругости и т.д.).

Линейная связь между входными и выходными параметрами объекта управляемости является наилучшей позицией управляемости. Для её получения необходимо обеспечить соответствующий технический уровень объекта и стабильность параметров системы.

Связь между входными и выходными параметрами объекта управления характеризуется передаточной функцией, проявление нелинейности которой со временем является свидетельством ухудшения технического состояния системы, его функциональной нестабильности.

*Формулирование целей статьи.* Целью исследования является разработка метода диагностирования технического состояния мобильных машин по показателям их управляемости.

Для достижения указанной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить передаточную функцию мобильной машины в не-установившемся режиме движения;
- провести анализ передаточной функции и оценить влияние технического состояния на управляемость мобильной машины.

*Основная часть.* В общем случае для механической системы, у которой в процессе работы изменяются не только скорость, но и масса, уравнение, характеризующее процесс управления имеет вид:

$$\frac{d(mv)}{dt} = P_{yup} - \Sigma P_c, \quad (1)$$

где  $m$  – масса машины (объекта управления);

$v$  – скорость движения машины;

$t$  – время;

$P_{yup}$  – управляющее воздействие;

$\Sigma P_c$  – сумма всех сил сопротивления выходу объекта из состояния равновесия.

Следует отметить, что переход мобильной машины из одного режима движения в другой осуществляется за счет движителя. Поэтому в уравнении (1) силы  $P_{yup}$  и  $\Sigma P_c$  условно приведены к колесам или гусеницам мобильных машин. При этом принимаем, что сила  $P_{yup}$  приведена к движителю без потерь, а все потери в трансмиссии приведены к силе  $\Sigma P_c$ .

Выражение (1) преобразуем к виду

$$m \frac{dv}{dt} + v \frac{dm}{dt} = P_{yup} - \Sigma P_c. \quad (2)$$

Откуда определим

$$\frac{dv}{dt} = \frac{P_{yup}}{m} - \frac{\Sigma P_c}{m} - \frac{v}{m} \cdot \frac{dm}{dt}. \quad (3)$$

Используя метод парциальных ускорений [4], запишем уравнение (3) в виде:

$$\frac{dv}{dt} = \dot{V}_{yup}^{napu} + \dot{V}_c^{napu} - \frac{v}{m} \cdot \frac{dm}{dt}, \quad (4)$$

где  $\dot{V}_{ynp}^{napu}$  – парциальное управляющее ускорение

$$\dot{V}_{ynp}^{napu} = \frac{P_{ynp}}{m}; \quad (5)$$

$\dot{V}_c^{napu}$  - парциальное ускорение суммарной силы сопротивления,

$$\dot{V}_c^{napu} = -\frac{\Sigma P_c}{m}. \quad (6)$$

Передаточная функция управления:

$$W_{nep} = \frac{dv}{\dot{V}_{ynp}^{napu} dt} = 1 + \frac{\dot{V}_c^{napu}}{\dot{V}_{ynp}^{napu}} - \frac{V}{m} \cdot \frac{dv}{\dot{V}_{ynp}^{napu} dt}. \quad (7)$$

В работе [5] нами для оценки управляемости автомобиля на переходных (неустановившихся) режимах поворота введено понятие коэффициента управляемости  $K_{ynp}$ , равного отношению поворачивающего момента к моменту сопротивления повороту автомобиля. В таком случае коэффициент управляемости может быть определен как:

$$K_{ynp} = \frac{P_{ynp}}{\Sigma P_c} = \frac{P_{ynp}}{m} = -\frac{\dot{V}_{ynp}^{napu}}{\dot{V}_c^{napu}}. \quad (8)$$

Выражение (7) с учетом (8) будет иметь вид:

$$W_{nep} = 1 - \frac{1}{K_{ynp}} - \frac{V}{m} \cdot \frac{dm}{\dot{V}_{ynp}^{napu} dt}. \quad (9)$$

Мобильная машина с идеальной управляемостью должна иметь передаточную функцию управления, равную единице. Получить  $W_{nep} = 1$  невозможно, поскольку нельзя получить  $K_{ynp} = \infty$  и  $\Sigma P_c = 0$ . Однако приближение  $W_{nep}$  к единице возможно за счет повышения технического уровня и функциональной стабильности мобильных машин и их систем управления.

Выражение (9) с учетом (5) можно записать в следующем виде:

$$W_{nep} = 1 - \frac{1}{K_{ynp}} - \frac{V}{P_{ynp}} \cdot \frac{dm}{dt} \quad (10)$$

Движение мобильной машины переменной массы  $\left(\frac{dm}{dt} \neq 0\right)$  возможно в случае синхронной работы, например, тракторного поезда и уборочного комбайна при погрузке сельскохозяйственной продукции  $\left(\frac{dm}{dt} > 0\right)$ . При разбрасывании удобрений или поливке улиц  $\left(\frac{dm}{dt} < 0\right)$ .

В этом, для получения высокой управляемости при  $\frac{dm}{dt} > 0$  нужно стремиться к увеличению  $P_{ynp}$ . С увеличением скорости движения машины при  $\frac{dm}{dt} > 0$  также нужно увеличивать  $P_{ynp}$ . При увеличении массы  $m$  и ухудшении её технического состояния происходит уменьшение  $K_{ynp}$  за счет роста  $\Sigma P_c$ . (см. зависимость 8)

Провести диагностику технического состояния мобильной машины можно с помощью бортового измерительного комплекса, включающего в себя датчики ускорений. При тестовых испытаниях необходимо обеспечить  $\left(\frac{dm}{dt} = 0\right)$ . В этом случае уравнения (4), для варианта быстрого прекращения действия управляющего воздействия  $P_{\delta i \ddot{v}}$  примет вид:

$$\frac{dv}{dt} = \dot{V}_c^{napu} = -\frac{\Sigma P_c}{m} \quad (11)$$

Определив с помощью датчиков ускорений величину  $\dot{V}_c^{napu}$ , на следующем этапе можно вычислить суммарную силу сопротивления управляющему  $\Sigma P_c$ , характеризующую техническое состояние машины.

$$\Sigma P_c = -m\dot{V}_c^{napu} \quad (12)$$

Изменение  $\Sigma P_c$  по времени можно регистрировать с помощью бортового компьютера. Динамика изменения  $\Sigma P_c$  характеризует изменение технического состояния и функциональную стабильность мобильной машины, прогнозировать параметрические и функциональные отказы.

Определив при тестовых испытаниях  $\dot{V}_c^{napu}$  и вводя его значение в память компьютера, можно в дальнейшем оценивать  $K_{ynp}$  и  $W_{nep}$ , измеряя  $\frac{dv}{dt}$  в процессе движения.

При  $\frac{dm}{dt} = 0$  можно использовать зависимости

$$K_{унр} = 1 - \frac{\left(\frac{dv}{dt}\right)_{сум}}{\left(\dot{V}_c^{парц}\right)_{сум}}, \quad (13)$$

где  $\left(\frac{dv}{dt}\right)_{сум}$ ;  $\left(\dot{V}_c^{парц}\right)_{сум}$  – определенные при испытаниях общее ускорение и парциальное ускорение суммарной силы сопротивления;

$$W_{нер} = 1 - \frac{1}{1 - \frac{\left(\frac{dv}{dt}\right)_{сум}}{\left(\dot{V}_c^{парц}\right)_{сум}}}, \quad (14)$$

Значение параметров  $K_{унр}$  и  $W_{нер}$ , вычисленные при различной наработке объекта также могут накапливаться в памяти бортового компьютера и использоваться при оценке функциональной стабильности мобильной машины.

#### *Выводы.*

1. Предложенные критерии оценки управляемости мобильных машин на неустановившихся (переходных) режимах движения могут быть использованы для оценки технического состояния и функциональной стабильности этих машин.

2. С использованием метода парциальных ускорений становится возможным установка бортового измерительного комплекса, включающего датчики ускорений, для диагностики и оценки технического состояния этих машин.

#### *Литература*

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

2. Бессекерский В.Л. Теория систем автоматического управления. / [Бессекерский В.А., Попов Е.П.]. – Санкт-Петербург: Издательство «Профессия», 2004

3. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий (В порядке обсуждения) / Подригало М.А. // Автомобильная промышленность, 2008, №11, С.22-23.

4. Артьомов М.П. Метод парціальних прискорювань і його застосування при дослідженні динаміки мобільних машин / Артьомов

М.П., Лебедєв А.Т., Алексєєв О.П., Волков В.П., Подригало М.А., Полянський О.С.: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції «Наукове забезпечення службово-боєвої діяльності внутрішніх військ МВС України». Секція 2 «Актуальні проблеми технічного забезпечення службово-боєвої діяльності сил охорони правопорядку», Харків, 17-18 березня 2010р. Харків, 2010, -С. 44-46.]

5. Динамика автомобиля / Подригало М.А., Волков В.П., Бобовшко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.

### **ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ МОБІЛЬНИХ МАШИН МЕТОДОМ ПАРЦІАЛЬНИХ ПРИСКОРЕНЬ**

А.Т. Лебедєв, М.П. Артьомов, О.В. Кот, М.А. Подригало

***Анотація*** - розглянуто питання, що розкривають можливість опису перехідних процесів з допомогою метода парціальних прискорень під час зміни керуючих впливів на мобільну машину.

### **THE ESTIMATION OF MOBILE MACHINE CONTROLLABILITY BY MEANS OF THE PARTIAL-ACCELERATION METHOD**

A. Lebedev, N. Artiomov, A. Kot, M. Podrigalo

#### ***Summary***

**There has been considered the problems giving an opportunity to describe transients by means of the partial-acceleration method when changing controlling effects on a mobile machine.**

УДК 519.876.5:621.8.037

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ВОЗОБНОВЛЯЕМОЙ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

Смердов А.А., д.т.н.

Полтавская государственная аграрная академия

Тел. (053) 222-29-81

**Аннотация** – работа посвящена разработке математических моделей энергетических процессов в системах возобновляемой солнечной энергетики на основе теории импульсных случайных процессов.

**Ключевые слова** – математическая модель, возобновляемые источники энергии, солнечная энергетика, импульсные случайные процессы, аperiodические импульсные случайные процессы.

*Постановка проблемы.* Характерной чертой развития современной энергетики является широкое вовлечение в энергобаланс передовых стран мира возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Доля возобновляемых источников энергии в производстве электроэнергии (без гидроэлектростанций) в мире в 2000 г. по данным Международного Энергетического агентства составила 1,71% от общей выработки электроэнергии, странах-членах Европейского союза – 2,69%, США – 2,21%, Россия – 0,24%, Украина – 0,01% [1]. Из континентов самая низкая доля ВИЭ в Африке – всего 0,14%. Бесспорным лидером является Дания, в которой доля ВИЭ составляет 12,3%.

С этой точки зрения вызывает удивление, что осознание топливной расточительности в украинском обществе происходит очень медленно в отличие от зарубежных стран, где научные исследования и стимулирование использования ВИЭ еще 20-30 лет назад были возведены в ранг государственной политики. Прогнозы показывают, что основными возобновляемыми энергоресурсами в мире в 2030 году будут солнечная и ветровая энергия. Прогнозируемая установленная мощность солнечных фотоэлектрических систем составит 300 ГВт при стоимости 1000 евро/кВт и стоимости электроэнергии 0,05 – 0,12 евро/кВт·час [1].



Мощность источников возобновляемой энергии колеблется случайным образом и зависит от целого ряда факторов, учет которых позволит повысить эффективность систем, использующих ВИЭ.

*Анализ последних исследований.* За последние 10 - 15 лет были разработаны и усовершенствованы модели различных ВИЭ, методы расчета их технических характеристик без учета случайного фактора [2–5]. Потребность в энергии, как правило, не постоянным во времени. При использовании ВИЭ колеблется не только спрос на энергию, но и мощность этих источников, которая является случайной. Это требует согласования источников энергии и потребителей, что приводит, прежде всего, к необходимости адекватного описания этих процессов.

В работах [6, 8] была показана принципиальная возможность описания процессов генерации и потребления электроэнергии в системах солнечной энергетики статистическими методами.

*Формулирование целей статьи.* Целью статьи является разработка математических моделей энергетических процессов в системах возобновляемой солнечной энергетики на основе теории импульсных случайных процессов.

*Основная часть.* Величина солнечного излучения, приходящего на Землю, определяет мощность фотоэлектрических генераторов, используемых в солнечной энергетике.

Солнечное излучение представляет собой временной импульсный поток с суточной периодичностью. Основные параметры, характеризующие форму и положение импульсов солнечного излучения, являются импульсными случайными функциями времени. На рис. 1 представлена плотность потока солнечной радиации на горизонтальную поверхность в течение одной недели января в штате Колорадо (40° с. ш.) США [3].

Последовательность импульсов, параметры которых являются случайными величинами, называется импульсным случайным процессом. Для любой реализации  $\xi(t)$  импульсного случайного процесса задается форма импульсов, а момент их возникновения и окончания, а также амплитуды являются случайными. Форма импульсов задается детерминированной функцией времени  $u(t)$ , которая равна нулю вне интервала  $0 \leq t \leq 1$ . Тогда импульсы любой реализации случайного процесса получаются умножением  $u(t)$  на величину  $\xi_n$ , сдвигом по оси времени на величину  $t_{2n}$  и делением на величину  $\tau_n = t_{2n+1} - t_{2n}$  [9]

$$\xi(t - t_{2n}, t_{2n+1}) = \xi_n u\left(\frac{t - t_{2n}}{\tau_n}\right). \quad (1)$$

Выходная мощность солнечного электрогенератора в этом случае будет пропорциональна величине потока солнечной радиации и представляет случайный процесс, у которого импульсы со случайными параметрами появляются на детерминированных (тактовых) интервалах времени.

Такие импульсные случайные процессы представляют собой результат наложения стационарной случайной последовательности импульсов на детерминированную последовательность тактовых интервалов и относятся к импульсным случайным процессам без накопления [9].

В импульсных случайных процессах с детерминированным тактовым интервалом момент появления  $t_{2n}$  любого  $n$ -го импульса можно представить в виде

$$t_{2n} = nT + v_n, \quad (2)$$

где  $T$  – длина тактового интервала;  $v$  – случайная величина с нулевым средним значением.

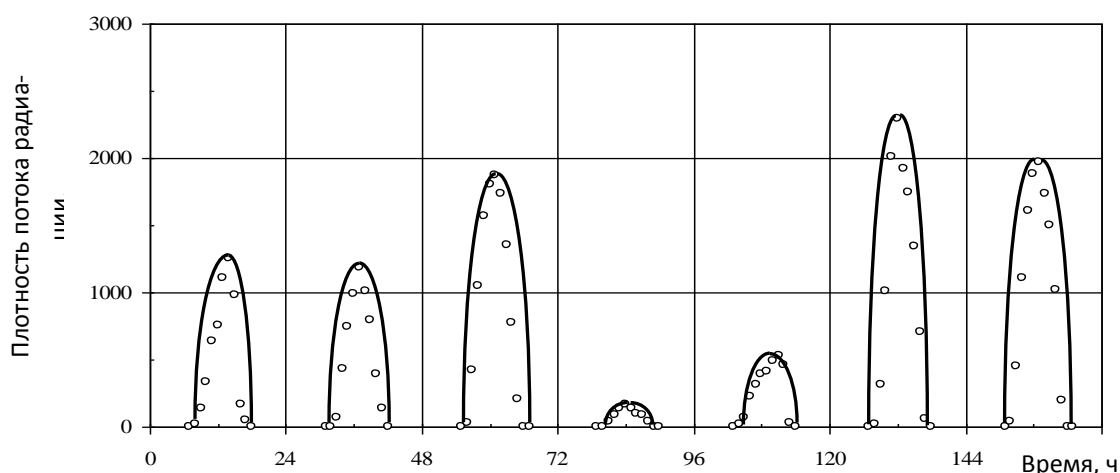


Рис. 1. Плотность потока радиации в течение недели в январе

Для описания случайных процессов используется энергетический спектр, который дает усредненную картину распределения энергии случайного процесса по частотам элементарных гармонических составляющих, но не учитывает их фазовой структуры.

Энергетический спектр импульсного случайного процесса с детерминированными тактовыми интервалами складывается из непрерывной части

$$F_H(\omega) = \frac{2}{T} \left\{ (a^2 + \sigma^2) K_0(\omega) - a^2 |\theta_{1v}(\omega)|^2 K_\infty(\omega) \right\}. \quad (3)$$

и дискретной части, состоящей из дискретных линий на частотах, кратных частоте  $\frac{2\pi}{T}$  повторения импульсов

$$F_A(\omega) = \frac{4\pi a^2}{T^2} |\theta_{I\nu}(\omega)|^2 K_\infty(\omega) \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi r}{T}\right). \quad (4)$$

Здесь использованы следующие обозначения:

$$K_0(\omega) = \int_0^{\infty} x^2 |g(\omega x)|^2 w_{1\tau}(x) dx, \quad (5)$$

$$K_\infty(\omega) = \left| \int_0^{\infty} x g(\omega x) w_{1\tau}(x) dx \right|^2, \quad (6)$$

где  $w_{1\tau}(\tau)$  – одномерная функция распределения длительностей импульсов;  $\theta_{I\nu}(\omega)$  – характеристическая функция случайной величины  $\nu_n$ ;  $a$ ,  $\sigma^2$  – среднее значение и дисперсия случайных амплитуд импульсов;  $\delta(\omega)$  – дельта функция.

Импульсные случайные процессы с детерминированным тактовым интервалом являются адекватной статистической моделью для описания временных процессов изменения плотности солнечного излучения в течение суток и мощности солнечных электрогенераторов, учитывающих случайную величину потока излучения, время восхода и захода солнца, продолжительность светового дня.

Рассмотрим математическую модель энергетического процесса преобразования случайного потока солнечной энергии, представленного на рис. 1. Равноотстоящие импульсы с временным периодом  $T$  задаются в форме положительной полуволны синусоиды (косинусоиды), имеющей одинаковую длительность  $\tau_0$  и случайную амплитуду  $a$ . Используя соотношения (3) – (4), найдем энергетический спектр последовательности некоррелированных равноотстоящих синусоидальных положительных импульсов постоянной длительности и случайной амплитуды, который будет равен:

$$F(\omega) = \frac{2\tau_0^2}{T} \frac{\cos \frac{\omega\tau_0}{2}}{\left[1 - \left(\frac{\omega\tau_0}{\pi}\right)^2\right]} \left[ \sigma^2 + \frac{2\pi a^2}{T} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta\left(\omega - \frac{2\pi r}{T}\right) \right], \quad (7)$$

где  $\sigma^2$  – дисперсия случайных амплитуд.

Полученный энергетический спектр (7) представляет математическую модуль, которая описывает конечный результат процесса преобразования солнечной энергии электрогенератором. Энергетический

спектр выходного напряжения такого генератора содержит две составляющие: непрерывную и дискретную. При этом дискретные частоты  $2\pi r/T$  кратны инфранизкой частоте, величина которой составляет  $2\pi/T = 7,3 \cdot 10^{-5}$  Гц с учетом суточного периода повторения солнечных импульсов  $T=8,64 \cdot 10^4$  с.

Круг потреблений ВИЭ является достаточно широким, но здесь приоритет в первую очередь принадлежит сельскохозяйственному производству [2]. Потребление энергии в сельскохозяйственном производстве является случайным временным процессом, который зависит от целого ряда технологических особенностей производства и имеет сложный случайный характер. Здесь в качестве математической модели могут также использоваться импульсные случайные процессы с детерминированным тактовым интервалом.

Однако адекватной формой импульса, описывающей потребление энергии на локальном временном интервале, будет прямоугольная форма. В этом случае энергетический спектр последовательности прямоугольных равноотстоящих импульсов постоянной длительности будет подобен выражению (7) с учетом отличия непрерывной частоты спектра, которая определяется спектром одиночного прямоугольного импульса вместо спектра синусоидального импульса, входящего в формулу (7).

Разновидностью случайного процесса потребления энергии является импульсный случайный поток, описываемый случайной последовательностью прямоугольных импульсов с детерминированным тактовым интервалом, длительность которых имеет двустороннюю модуляцию переднего и заднего фронтов и подчиняется равномерному закону распределения. В этом случае энергетический спектр, описывающий математическую модуль энергопотребления, будет равен

$$F(\omega) = \frac{4a^2}{\omega^2 T} \left[ 1 - \frac{\sin^2 \alpha \omega T}{\alpha^2 \omega^2 T^2} + \left( \frac{\sin^2 \alpha \omega T}{\alpha^2 \omega^2 T^2} - \frac{\sin 2\alpha \omega T}{2\alpha \omega T} \right) \cos \omega \tau_0 + \frac{4\pi}{T} \left( \frac{\sin \alpha \omega T \sin \frac{\omega \tau_0}{2}}{\alpha \omega T} \right)^2 \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta \left( \omega - \frac{2\pi r}{T} \right) \right], \quad (8)$$

где  $\tau_0$  – среднее значение длительности импульсов;  $\alpha$  – относительная величина, определяющая длительность интервала модуляции импульсов:  $0 < \alpha < 0,5 - \tau_0/T$ .

В общем случае модели энергопотребления могут быть описаны случайными процессами с накоплением, называемыми еще аperiodическими импульсными случайными процессами [9]. Такой процесс представлен на рис.2 последовательностью прямоугольных импульсов постоянной амплитуды и случайной длительности, возникающих в случайные моменты времени.

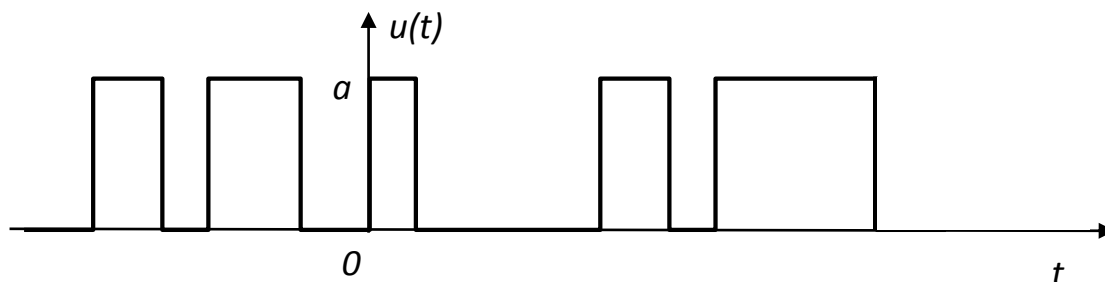


Рис. 2. Последовательность прямоугольных случайных импульсов.

В отличие от процессов без накопления, для которых разность между моментами появления двух последовательных импульсов не может превосходить удвоенную длительность тактового интервала, для процессов с накоплением эта разность может быть произвольной. Интервал между моментами появления двух последовательных импульсов реализации равен

$$\mu_n = t_{2n+2} - t_{2n} . \quad (9)$$

и является суммой двух случайных величин: длительности импульса  $\tau$  с характеристической функцией  $\theta_{1\tau}(\omega)$  и длительности паузы между импульсами с характеристической функцией  $\theta_{1\tau_n}(\omega)$ .

Энергетический спектр аperiodического импульсного случайного процесса определяется выражением

$$F(\omega) = \frac{2a^2}{T} \left\{ \left[ 1 + \left( \frac{\sigma}{a} \right)^2 \right] K_0(\omega) + 2 \operatorname{Re} \left[ \frac{Q(-\omega) Q_1(-\omega) \theta_{1\tau}(\omega)}{1 - \theta_{1\mu}(\omega)} \right] + \frac{g^2(0) \tau_0^2}{T} \delta(\omega) \right\}. \quad (10)$$

В формуле (10) приняты следующие обозначения:

$$Q(\omega) = \int_0^{\infty} x g(\omega x) w_{1\tau}(x) dx, \quad (11)$$

$$Q_1(\omega) = \int_0^{\infty} x g_1(\omega x) w_{1\tau}(x) dx, \quad (12)$$

$$g_1(\omega) = \int_0^1 u(1-x) e^{-i\omega x} dx = g(-\omega) e^{-i\omega}, \quad (13)$$

$$\theta_{1\mu}(\omega) = \theta_{1r}(\omega)\theta_{1\tau}(\omega). \quad (14)$$

Формула (10) указывает на существенное различие энергетических спектров аperiodического импульсного случайного процесса и импульсного случайного процесса с детерминированным тактовым интервалом. Спектр определяемый формулой (10) не содержит дискретной части характерной для спектра процесса с детерминированным тактовым интервалом (кроме одной дискретной компоненты, соответствующей постоянной составляющей процесса).

Используя соотношения (10) – (14) найдем спектр аperiodического импульсного случайного процесса, представленного на рис. 2, когда длительности импульсов и пауз подчинены одному и тому же нормальному закону распределения. В случае  $\sigma_\tau \ll T$ , энергетический спектр равен

$$F(\omega) = \frac{4a^2}{\omega^2 T} \frac{1 - e^{-\sigma_\tau^2 \omega^2}}{1 - 2e^{-\frac{\sigma_\tau^2 \omega^2}{2}} \cos \frac{\omega T}{2} + e^{-\sigma_\tau^2 \omega^2}} + \frac{a^2}{2} \delta(\omega). \quad (15)$$

Предложенные статистические математические модели энергетических процессов в системах солнечной энергетики позволяют, во-первых, производить анализ энергетических характеристик потребителей, во-вторых, определять потенциальные энергетические возможности источников и, в-третьих, оценивать энергетическую эффективность согласования источников и потребителей энергии.

*Выводы.* Теория импульсных случайных процессов, разработанная применительно к анализу систем передачи информации, является эффективным средством описания случайных энергетических процессов в системах возобновляемой солнечной энергетики.

Математическими моделями, описывающими энергетические процессы, связанные с генерацией электрической энергии в системах солнечной энергетики, являются импульсные случайные процессы с детерминированным тактовым интервалом.

Математическими моделями, описывающими процессы энергопотребления, являются аperiodические импульсные случайные процессы.

#### Литература

1. Безруких П.П. Возобновляемая энергетика: стратегия, ресурсы, технологии / П.П.Безруких, Д.С.Стребков. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2005.
2. Твайдел Дж. Возобновляемые источники энергии / Дж.Твайдел, А.Уэйр // Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1990.

3. *Даффи Дж.А.* Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / *Дж.А.Даффи, У.А.Бекман* // Пер. с англ. – М.: Мир, 1977.

4. *Мхитарян Н. М.* Гелиоэнергетика. Системы, технологии, применение. / *Н.М.Мхитарян.* – К.: Наук. думка, 2002.

5. *Харитонов В.П.* Автономные ветроэлектрические установки / *В.П.Харитонов.* – М.: ГНУ ВИЭСХ., 2006.

6. *Smerdov A.* Stochastic models in solar energy / *A.Smerdov, V.Bondarenko, M.Polyakov, A.Brykun* // Proc. 4-th Res. and Devel. Conf. of Central and Eastern European Inst. of Agricultural Engin. – Moscow: VIESH, 2005. – P. 134 – 139.

7. *Смердов А.А.* Описание случайных процессов генерации и потребления энергии в системах солнечной энергетики / *А.А.Смердов, А.Н.Брикун* // Матеріали VI Міжнародної конференції “Відновлювана енергетика XXI століття”. – АР Крим. – 2005. – С. 44 – 47.

8. *Смердов А.А.* Математическое моделирование возобновляемых источников электрической энергии / *А.А.Смердов, А.Н.Брикун* // Вісник Національного ун-ту «Львівська політехніка». – 2009. - №637. – С.83-87.

9. *Левин Б. Р.* Теоретические основы статистической радиотехники. / *Б.Р.Левин .* - Кн. 1. – М.: Сов. радио, 1966.

## МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ВІДНОВЛЮВАНІЙ СОНЯЧНІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ

А.А. Смердов

**Анотація** – робота присвячена розробці математичних моделей енергетичних процесів у системах відновлюваної сонячної енергетики на основі теорії імпульсних випадкових процесів.

## MATHEMATICAL MODELS OF ENERGETIC PROCESSES IN SOLAR RENEWABLE ENERGY

A. Smerdov

### *Summary*

**The article is devoted to the development of mathematical models of energetic processes in the systems of renewable solar energy on the basis of the theory of random pulse processes.**

УДК 631.95:631.4

## МЕТОДОЛОГИЯ ФОРМИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ДОПУСКОВ КОНТРОЛЯ КАЧЕСТВА ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ОПЕРАЦИЙ В ЗЕМЛЕДЕЛИИ

Огнев О.Г., д.т.н.

Санкт-Петербургский ГАУ (г. СПб, РФ)

Тел. (0619) 42-25-85

**Аннотация** – приводятся теоретические зависимости, позволяющие определять износы контактирующих поверхностей деталей машин в процессе их эксплуатации.

**Ключевые слова** – износы контактирующих поверхностей, агротехнические требования, системы технологических допусков.

**Постановка проблемы.** На порядок протекания (и результаты) производственных процессов возделывания сельскохозяйственных культур влияет значительное количество разнообразнейших факторов, каждый из которых, в свою очередь, испытывает воздействие со стороны большого количества других параметров и т. д. Абсолютное большинство участвующих в таком взаимодействии факторов имеют случайную природу происхождения и существования.

**Анализ последних исследований.** Вероятностные основы земледелия формируются на нескольких уровнях [1].

Первый уровень составляют природно-климатические особенности региона деятельности технических средств АПК. Вероятностная природа функциональных процессов проявляется в формировании:

- набора культур, возделыванию которых природно-климатические особенности данного региона наиболее благоприятны;
- набора технологических операций, позволяющих наиболее успешно возделывать сформированный набор сельскохозяйственных культур и основных требований к ним. Задачами набора технологических операций будет получение максимальной урожайности возделываемых культур, сохранение и повышение уровня природного плодородия возделываемых земель.
- конструктивных требований к техническим средствам, задействованным на выполнении планируемых технологических операций.



Технические средства целесообразно производить в нескольких вариантах исполнения, максимально адаптированных к почвенно-климатическим условиям конкретного региона.

Вероятностный характер процессов на данном уровне отличается наибольшими параметрами рассеянности, снизить которые можно только максимальным учетом основных статистических характеристик и векторной направленности формообразующих полей, т. е. наибольшей адаптацией к природно-климатическим особенностям по всем направлениям данного уровня.

Второй уровень образуют мероприятия, задающие приоритеты и параметры качественной оценки, как отдельных технологических операций, так и всего процесса функционирования системы технических средств земледелия. Созидание данных полей управляемо и прогнозируемо с достаточной точностью. Вероятностная природа в данном случае проявляется в формировании:

- стоимостных условий существования системной модели. Представляется крайне важным установление, применение и обеспечение стабильности структурных стоимостных соотношений (а также интервалов их варьирования), формирующих комплексы исходных и итоговых условий для сбалансированного функционирования системы технических средств земледелия.

- условий, определяющих количественные параметры рассматриваемой системы. Кроме стоимостных условий к их числу относятся социально-политические (численность населения, уровень потребления и т. п.), а также технико-технологические (уровень производства технических средств, технологическая культура эксплуатации и т. п.) условия функционирования системы. Определяющей в формировании тенденций развития этих полей представляется роль государственных структур посредством кредитной, налоговой, таможенной политики, госзаказов, целевых поставок и т. п.

- условий, определяющих структурные качественные параметры системы. Приоритетное ранжирование качественных параметров работы набора технических средств АПК определяется целиком (и только) государственной политикой в агропромышленной отрасли. В любом случае, в том числе и для сглаживания вероятностной природы рассматриваемого процесса, основные структурные, формообразующие требования должны быть сформулированы, задекларированы и неизменны в течение определенного промежутка времени.

В настоящий же момент абсолютное большинство процессов данного уровня (особенно стоимостные условия) отличаются значительной нестабильностью.

Таким образом, практически все основные процессы, влияющие на функционирование системы средств технической оснащенности в земледелии, имеют четко выраженную вероятностную природу происхождения, что значительно затрудняет как настройку и управление внутрисистемными процессами, так и прогнозирование (и достижение) конкретных результатов.

*Формулирование целей статьи.* Описание теоретических зависимостей, позволяющие определять износы контактирующих поверхностей деталей машин в процессе их эксплуатации.

*Основная часть.* Если представить процесс земледелия как последовательность технологических операций (рис. 1), то на каждый элемент последовательности будет воздействовать значительное количество как природно-климатических (влажность почвы, ее структура, вероятность заморозка, дождей и т.п.), так и технологических параметров (производительность технических средств, вероятность сохранения во времени ее скалярного значения и т. п.).

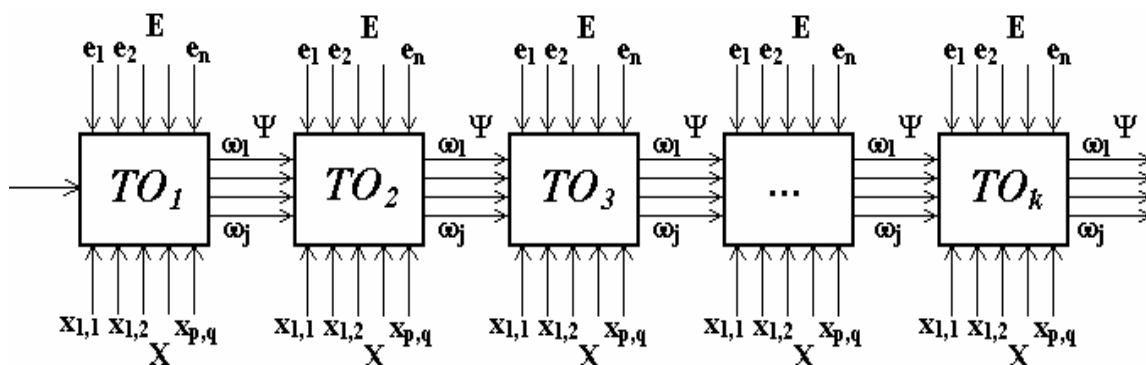


Рис. 1. Вероятностные условия технологических процессов в земледелии [2]

При этом численные характеристики, степень воздействия параметров, сама возможность оказывать какое-либо воздействие существенно отличаются для различных технологических операций и сортов сельскохозяйственных растений. Комплексное воздействие данных параметров формирует набор характеристик качества выполнения для каждой технологической операции данной последовательности. Выходной поток какой-либо операции (его структура, скалярные параметры) является, в свою очередь, возмущающим воздействием на совокупность качественных характеристик последующей операции технологического процесса, одновременно повышая неопределенность расчета их численных значений. Каждая технологическая операция характеризуется специфическим набором качественных характеристик, наиболее важной из которых следует считать вероятность ее своевременного выполнения (в соответст-

вии с оптимальными агротехническими сроками). Неопределенность скалярного расчета характеристик данного показателя качества для одной технологической операции одновременно усиливает вероятностную неопределенность этого параметра и для последующих операций.

Определяя задачу технологических операций как реализацию условий обеспечения наиболее благоприятных условий развития культивируемых сельскохозяйственных растений, качество выполнения операций следует оценивать именно по степени реализации данных условий (благоприятности развития растений).

Количественно степень реализации благоприятных условий развития растений можно оценить коэффициентом реализации потенциальной урожайности ( $K_{реалПУ}$ ): соотношением величин получаемой и максимально возможной (потенциальной) урожайности возделываемых культур:

$$K_{реалПУ} = Y_{факт} / Y_{max}, \quad (1)$$

где  $Y_{факт}$  – фактическая (реализуемая) урожайность возделываемой культуры, ц/га;  $Y_{max}$  – максимально возможная в данных почвенно-климатических условиях урожайность возделываемой культуры, ц/га.

Учитывая невозможность обеспечения абсолютных (идеальных) условий развития растений в процессе выполнения каждой технологической операции, степень отклонения фактических условий развития растений от идеального уровня для всего технологического процесса можно представить как функциональную зависимость от количества применяемых технологических операций возделывания и качества их выполнения (отклонения фактических технологических параметров от оптимальных агротехнических требований).

Тогда степень отклонения фактических условий развития растений от идеального уровня для конкретной  $k$ -ой операции (вероятность реализации потенциальной урожайности при выполнении данной операции) можно представить как функцию, зависящую от вероятности выполнения установленных на данную операцию агротехнических требований  $K_{реалПУ}^k = f(P_k)$ .

Вероятность реализации потенциальной урожайности данной культуры при множественном взаимодействии вероятностных факторов (режимов технологических операций) в соответствии с положениями теории вероятностей будет:

$$K_{реалПУ} = f \left\{ \begin{matrix} P_{1,1} & P_{1,2} & \dots & P_{1,j} \\ P_{2,1} & P_{2,2} & \dots & P_{2,j} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ P_{k,1} & P_{k,2} & \dots & P_{k,j} \end{matrix} \right\}, \quad (2)$$

где  $P_{k,j}$  – вероятность соблюдения агротехнических требований (режимов)  $k$ -ой технологической операции;  $j$  – совокупность агротехнических требований (режимов), предъявляемых к  $k$ -ой технологической операции.

С учетом характера (взаимозависимости и взаимообусловленности) воздействия на реализуемую урожайность возделываемой культуры технологических операций как независимых и условно совместимых случайных событий, каждое из которых является функционалом взаимодействия нескольких вероятностных величин (технологических режимов), выражение (2) примет вид:

$$\begin{aligned} K_{реалПУ} &= P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_k \\ P_1 &= f(P_{1,1}, P_{1,2}, \dots, P_{1,j}) \\ P_2 &= f(P_{2,1}, P_{2,2}, \dots, P_{2,j}), \\ &\dots \\ P_k &= f(P_{k,1}, P_{k,2}, \dots, P_{k,j}) \end{aligned} \quad (3)$$

где  $P_1, P_2, \dots, P_k$  – функционалы вероятностного взаимодействия  $j$  случайных событий (вероятностей соблюдения агротехнических требований  $j$  технологических режимов)  $k$ -ых технологических операций.

Выражая  $K_{реалПУ}$  доверительной вероятностью получения максимального урожая (итоговой вероятностью реализации потенциальной урожайности  $P_{итог}$ ), суммарный пооперационный показатель качества – минимальное значение вероятности попадания технологических режимов в установленные границы допусков (соблюдение качественных допусков) для  $i$ -ой операции определится как:

$$P_i \geq P_{итог} / (P_{i+1} \cdot P_{i+2} \cdot \dots \cdot P_k) . \quad (4)$$

Учитывая физический смысл доверительной вероятности попадания в интервал и распределение рассматриваемых случайных событий, как правило, по законам нормального распределения Гаусса, можно записать:

$$P_i = \int_0^{x_i} \sqrt{2\pi\sigma^2} e^{-\frac{(x_i - \bar{x})^2}{2\sigma^2}} dx_i = \Phi^* \left( \frac{x_i - \bar{x}}{\sigma} \right), \quad (5)$$

где  $\sigma, \bar{x}$  – статистические характеристики распределения случайной величины;  $\pi, e$  – константы.

Тогда верхние границы отклонений технологических режимов от установленных (настоячных) значений можно определить как:

$$x_i = \bar{x} + \sigma \cdot \Phi^* \left( \frac{1 - P_i}{2} \right), \quad (6)$$

или для односторонних допусков (вспашка зяби, боронование посевов по всходам, послеуборочная обработка урожая и т. п.):

$$x_i = \bar{x} + \sigma \cdot \Phi^* (1 - P_i). \quad (7)$$

Параметры качества выполнения технологических операций (соблюдения технологических допусков) составляют две группы случайных величин:

- отступления времени (продолжительности) выполнения операций от оптимальных агротехнических сроков;
- отклонения технологических параметров (неравномерности глубины обработки, нормы внесения удобрений и т. п.) от оптимальных доверительных интервалов (рекомендованных технологических режимов).

В рамках одной операции вероятности соблюдения параметров обеих групп (технологических режимов) являются независимыми случайными величинами. Тогда вероятность неотклонения идеальных условий развития растений под влиянием какой-либо технологической операции (степень ее воздействия на величину реализации потенциальной урожайности) формализуется как:

$$P_i = P(t_i) \cdot P(x_i), \quad (8)$$

где  $P(t_i)$  – вероятность соблюдения сроков проведения  $i$ -ой технологической операции (их неотступления от оптимальных агротехнических);  $P(x_i)$  – вероятность неотклонения (невыхода) технологических режимов  $i$ -ой операции из установленного интервала значений;

Учитывая, что случайные величины второй группы (вероятности невыхода технологических характеристик из интервала установленных значений) взаимодействуют как условные и (или) совместные, выражение (8) примет вид:

$$P_i = P(t_i) \cdot [P(x_{1,i}) + P(x_{2,i}) - P(x_{1,i}x_{2,i})], \quad (9)$$

где  $P(x_{1,i})$  – вероятность соблюдения (попадания в интервал установленных значений) 1-го технологического режима  $i$ -ой операции;  $P(x_{2,i})$  – вероятность соблюдения (попадания в интервал установленных значений) 2-го технологического режима  $i$ -ой операции;  $P(x_{1,i}x_{2,i})$  – вероятность совместного проявления (попадания в доверительный интервал значений сразу двух режимов) случайных величин.

Если в  $i$ -ой операции контролируется несколько технологических режимов (параметров), то выражение (9) примет вид:

$$P_i = P(t_i) \cdot [1 - P(\bar{x}_{1,i}) \cdot P(\bar{x}_{2,i}) \cdot \dots \cdot P(\bar{x}_{j,i})], \quad (10)$$

где  $P(\bar{x}_{j,i})$  – вероятность проявления противоположных событий (невыхода режимов из заданных интервалов) в  $i$ -ой операции.

Подставляя формулы вероятностей противоположных событий, выражение (10) можно записать как:

$$P_i = P(t_i) \cdot [1 - (1 - P(x_{1,i})) \cdot (1 - P(x_{2,i})) \cdot \dots \cdot (1 - P(x_{j,i}))]. \quad (11)$$

В случае равной вероятности проявления совместных событий, выражение (11) можно представить в виде:

$$P_i = P(t_i) \cdot [1 - (1 - P(x_{q,i}))^j], \quad (12)$$

где  $P(x_{k,i})$  – вероятность соблюдения  $q$ -го режима  $j$ -ой операции;  $j$  – количество контролируемых технологических режимов  $j$ -ой операции.

Зависимости (9–11) оценивают вероятность соблюдения только одного, кроме сроков выполнения, технологического параметра для  $i$ -ой операции. Однако попадание в установленный интервал только одного технологического режима не обеспечивает высокого качества выполнения всей операции. Необходима высокая вероятность попадания в интервал заданных значений всех технологических режимов, т.е. нужно оценить вероятность совместного проявления нескольких случайных событий. Тогда выражение (11) примет вид:

$$P_i = P(t_i) \cdot [P(x_{1,i}) \cdot P_{x_{1,i}}(x_{2,i}) \cdot P_{x_{1,i}x_{2,i}}(x_{3,i}) \cdot \dots \cdot P_{x_{1,i}\dots x_{j-1,i}}(x_{j,i})]. \quad (13)$$

где  $P_{x_{1,i}\dots x_{j-1,i}}(x_{j,i})$  – вероятность соблюдения  $j$ -го технологического режима (при условии выполнения всех технологических режимов)  $i$ -ой операции.

Из анализа выражения (13) следует объективная закономерность снижения качества технологической операции по мере увеличения числа контролируемых технологических параметров (технологических режимов).

Необходимо учитывать, что вероятность соблюдения  $j$ -го технологического режима  $i$ -ой операции определяется не только вероятностями попадания в доверительные интервалы других технологических параметров этой же операции, но и качеством выполнения (вероятностью соблюдения) количества технологических параметров предыдущих операций. Например, неравномерность заделывания се-

мян, от величины которой зависит неравномерность прорастания растений и качество операций по обработке посевов, определяется не только настройками посевного агрегата, но и качеством основной обработки (неравномерностью глубины вспашки), предпосевной обработки (в частности, комковатостью) почвы, макрорельефом земельного массива (качеством выравнивания зяби) и т. п. Вследствие этого вероятность качественного выполнения операции снижается по мере увеличения количества технологических операций и контролируемых технологических режимов.

Подставляя в выражения (6, 7) зависимости (11–13), можно определить доверительные границы допусков технологических параметров для основных операций возделывания сельскохозяйственных культур. Для нормального (двустороннего) распределения технологического параметра доверительные границы его значений, гарантирующие получение планируемой урожайности с заданной вероятностью, будут рассчитываться как:

$$\bar{x} - \sigma \cdot \Phi^* \left\{ \frac{1 - \frac{P_{умог}}{P_i \cdot P_{i+1} \cdot \dots \cdot P_k}}{2}} \right\} \leq x_i \leq \bar{x} + \sigma \cdot \Phi^* \left\{ \frac{1 - \frac{P_{умог}}{P_i \cdot P_{i+1} \cdot \dots \cdot P_k}}{2}} \right\}. \quad (14)$$

$$P_i = P(t_i) \cdot [P(x_{1,i}) \cdot P_{x_{1,i}}(x_{2,i}) \cdot P_{x_{1,i}x_{2,i}}(x_{3,i}) \cdot \dots \cdot P_{x_{1,i} \dots x_{j-1,i}}(x_{j,i})]$$

Для одностороннего распределения технологического параметра доверительные границы его значений, обеспечивающие с заданной вероятностью получение планируемой урожайности, будут определяться зависимостью:

$$\bar{x} - \sigma \cdot \Phi^* \left\{ 1 - \frac{P_{умог}}{P_i \cdot P_{i+1} \cdot \dots \cdot P_k} \right\} \leq x_i \leq \bar{x} + \sigma \cdot \Phi^* \left\{ 1 - \frac{P_{умог}}{P_i \cdot P_{i+1} \cdot \dots \cdot P_k} \right\} \quad (15)$$

$$P_i = P(t_i) \cdot [P(x_{1,i}) \cdot P_{x_{1,i}}(x_{2,i}) \cdot P_{x_{1,i}x_{2,i}}(x_{3,i}) \cdot \dots \cdot P_{x_{1,i} \dots x_{j-1,i}}(x_{j,i})]$$

Учитывая все многообразие взаимозависимостей технологических режимов, в выражениях (14, 15) пооперационную вероятность максимальной реализации потенциальной урожайности можно заметить зависимостью:

$$P_i = P(t_i) \cdot [(P(x_{2,i})P_{x_{2,i}}(x_{1,i}) + P(x_{3,i})P_{x_{3,i}}(x_{1,i}) + \dots + P(x_{j,i})P_{x_{j,i}}(x_{1,i})) \cdot \dots \cdot (P(x_{1,i})P_{x_{1,i}}(x_{j,i}) + P(x_{2,i})P_{x_{2,i}}(x_{j,i}) + \dots + P(x_{j-1,i})P_{x_{j-1,i}}(x_{j,i}))] \quad (16)$$

Выражение (16) можно применить для оценки целесообразности практикуемого в последние годы исключения технологических операций из процесса возделывания и уборки сельскохозяйственных культур (т.н. «минимальная» технология и т. п.). В таком случае зависи-

мость коэффициента реализации потенциальной урожайности от набора применяемых технологических операций определится выражением:

$$K_{реалПУ} = 1 - K_{i.on} \cdot \dots \cdot K_{j.on} - K_{i.cp} \cdot t_{i.om} \cdot \dots \cdot K_{j.cp} \cdot t_{j.om}, \quad (17)$$

где  $K_{j.on}$  – влияние на урожайность применения  $j$ -й технологической операции;  $K_{j.cp}$  – влияние на урожайность отступления сроков  $j$ -й операции на 1 день относительно оптимальных;  $t_{j.om}$  – отступления от оптимальных агротехнических сроков  $j$ -й операции, дней;  $j$  – количество операций в технологическом процессе возделывания, ед.

Выражения (14–16) позволяют также сформулировать комплекс требований для контроля качества выполнения технологических операций:

1) отступления по срокам (продолжительности) выполнения технологических операций, при прочих равных условиях, сильнее влияют на величину получаемой урожайности, чем такие же (по относительной величине) отклонения технологических параметров (режимов);

2) качество (вероятность соблюдения) технологических режимов должно повышаться по мере уменьшения порядкового номера операции в технологическом процессе, т. е. для получения запланированной урожайности (с заданной вероятностью) предыдущие операции должны выполняться с более жестким соблюдением технологических допусков (сами технологические допуски должны быть уже) в сравнении с последующими;

3) для повышения качественных характеристик (урожайности) технологического процесса возделывания в растениеводстве следует снижать количество жестко контролируемых в каждой операции технологических параметров (допусков технологических режимов);

4) исключение из технологии возделывания технологических операций, произвольное сокращение количества технологических режимов (контролируемых параметров) не повышает величину реализуемой урожайности возделываемых культур;

5) первоочередное значение имеет контроль технологических режимов, обладающих наименьшими статистическими характеристиками: более узкими интервалами значений, меньшей величиной рассеивания (среднего квадратического отклонения  $\sigma$ ), большей доверительной вероятностью и т.д.;



б) границы допусков технологических режимов, обеспечивающие достижение планируемой урожайности возделываемых культур с заданной вероятностью, определяются как случайные величины по выражениям (14, 15).

Выражения (14, 15) оценивают вероятность совместного проявления сразу нескольких случайных величин (соблюдения при выполнении технологической операции некоторого количества режимов), взаимодействующих между собой как случайные события.

Потребность оценить вероятность проявления одного отдельного случайного явления из всего массива взаимосвязанных и взаимообусловленных случайных событий возникает, например, при оценке экологической безопасности возделываемой сельскохозяйственной культуры, и заключается в определении верхних пределов доверительных пооперационных допусков на наличие экологически вредных веществ. В этом случае доверительные границы технологических параметров (режимов) будут определяться выражением:

$$x_i \leq \bar{x} + \sigma \cdot \Phi^* \left\{ \frac{1 - \frac{P_{умог}}{(1 - P^{pac}(t_{умог} - t_i)) \cdot P_i \cdot P_{i+1} \cdot \dots \cdot P_k}}{2}} \right\}$$

$$P^{pac}(t_{умог} - t_i) = (t_{умог} - t_i) / t_{полн} \quad . \quad (18)$$

$$P_i = 1 - (1 - P(x_{1,i})) \cdot (1 - P(x_{2,i})) \cdot \dots \cdot (1 - P(x_{j,i}))$$

где  $P^{pac}$  – вероятность полного рассеивания (нейтрализации, выведения) из возделываемых сельскохозяйственных растений экологически вредных веществ за период времени  $\{t_i, \dots, t_{умог}\}$ ;  $t_{умог}$  – время реализации (итога), когда оцениваются параметры качества (экологическая безопасность) возделываемой культуры;  $t_{полн}$  – период полного рассеивания (вывода) из возделываемой продукции экологического загрязнения;  $P_i$  – вероятность экологического загрязнения возделываемых культур рассматриваемым элементом в период выполнения  $i$ -ой технологической операции.

Общий же уровень загрязненности реализуемого урожая (по всему комплексу вредных веществ) можно оценить выражениями (14–16, 18). При этом вероятность совместного проявления случайных событий (загрязнения продукции несколькими элементами), как по каждой операции, так и для всего технологического цикла определяется с учетом распределения данных событий по группам случайных величин (независимые, совместные, условные и т. п.).

*Выводы.* Таким образом, изложенные в настоящей работе методологические принципы позволили сформулировать основные требо-

вания к формированию системы качественных пооперационных допусков с учетом вероятностного характера протекания технологических операций в земледелии, улучшающей точность прогнозирования и вероятность достижения запланированной урожайности, и формализовать как зависимость коэффициента реализации потенциальной урожайности возделываемых культур от технологических режимов, так и расчет параметров их доверительных границ.

#### Литература

- 1 *Огнев О.Г.* Оценка адаптивных свойств технической оснащённости земледелия / *О.Г. Огнев.* -СПб: СПбГАУ, 2005. – 175 с.
- 2 *Огнев О.Г.* Критерии и методы оценки адаптивных свойств технической оснащённости земледелия к условиям функционирования: автореф. дисс. докт. техн. наук // *О.Г. Огнев.* – СПб: СПбГАУ, 2005. – 34 с.
- 3 *Огнев О.Г.* Методология формирования системы допусков контроля качества производственных операций в земледелии / *О.Г. Огнев, И.Г. Огнев* // *Rozwój lokalny tworzenie warunków sprzyjających racjonalnemu wykorzystaniu potencjału zasobu skarbu państwa i jednostek samorządowych.* Т.ІІІ. Szchecin. – 2006.- С. 186–193.

### МЕТОДОЛОГІЯ ФОРМУВАННЯ СИСТЕМИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ДОПУСКІВ КОНТРОЛЮ ЯКОСТІ ВИРОБНИЧИХ ОПЕРАЦІЙ У ЗЕМЛЕРОБСТВІ

О.Г. Огнев

**Анотація** - у статті наводяться теоретичні залежності, що дозволяють визначати знос контактуючих поверхонь деталей машин в процесі їх експлуатації.

### CONCEPT OF THE SYSTEM TECHNOLOGICAL TOLERANCE QUALITY CONTROL MANUFACTURING OPERATIONS IN AGRICULTURE

O. Ognev

#### *Summary*

The article presents the theoretical relationships which allow to determine Plastic deformation of contacting surfaces of machine parts during their operation.

УДК 631

**SOME PROPERTIES OF STING BIOFUEL**

Z. Kiernicki, dr eng.,

M. Kosiński

*Lublin University of Technology, Lublin, Poland*

E-mail: z.kiernicki@pollub.pl

**Summary** - the researches concerning the use of new biofuel called STING type have been presented in the paper. Physical properties of some analysed biofuel mixtures have been determined. Operational parameters of DI diesel fuelled with tested biofuel mixtures have been determined as well. Typical test equipment and brakeless test set-up with special data acquisition system was used for the tests. Speed dynamic characteristics and exhaust gas emission and smokiness for tested biofuels has been presented. Test results of STING biofuel are compared to standard diesel fuel.

*Introduction.* In the production of biodiesel fuel by the conventional technique, the methanolysis reaction is generally carried out with the use of a catalyst such as an alkaline or acid catalyst. With a catalytic process, however, a catalyst (for example, sodium hydroxide) contaminates the reaction product. This necessitates neutralization and washing of the product and purging of the washing liquid [1]. The biodiesel fuel produced by the process named Simultaneous Reaction of Transesterification and Cracking (STING) is mainly composed of fatty acid methyl esters, diacylglycerol, and monoacylglycerol [2]. In conventional biodiesel production process the glycerin is generated as a by-product. In STING process this by-product doesn't exist and productivity significantly increases (10-12%).

*Test fuels.* Test object were mixtures of STING biofuel and standard diesel fuel taken from public gas station (Orlen distributor net). STING type fuel was prepared using SuperCritical Methanol Method (SCM) [6, 5]. The properties of tested biofuel are presented in Table 1. Measurement results obtained for biofuel have been compared with the ones for pure diesel fuel. Motor tests consisted of the determination of engine speed operational characteristics and smokiness and composition of exhaust gases as well.

Engine transient characteristics have been used there and have been performed on the brakeless set-up with the digital data acquisition system [4]. The block diagram of the test set-up is shown in Figure 1.

Table 1 - Some specifications of the rape biofuels STING used in the tests. Requirements are in the accordance to the PN EN-14214

No.	Performance characteristics	PN EN-14214		STING
		min	max	
1.	FAME content [%]	96,5	-	66
2.	Density at temperature 15°C [kg/m <sup>3</sup> ]	860	900	880
3.	Kinematic Viscosity [mm <sup>2</sup> /s] at 40°C	3,50	5,00	8,5
4.	Flash Point [°C]	120	-	
5.	Copper strip corrosion (3h, 50°C)	-	No 1	No 1
6.	Acid number [mgKOH/g]	-	0,50	0,4
7.	Jod number [g jod/100g]	-	120	110

The main component of test set-up is the angular acceleration measurement system [4], made in Automotive Vehicle Department of Lublin University of Technology. The signal is taken directly from engine crankshaft. This system is used for measure engine operation parameters and also for control engine running-up process.

Environmental conditions and engine temperature have been checked by the typical equipment of test house. Exhaust gas composition was measured with Technotest meter that enables CO, CO<sub>2</sub>, HC and NO<sub>x</sub> measurements. Optical flow meter Olivier was used for smokiness measurements. Speed dynamic characteristics are based upon unloaded engine response for step function of fuel dosage. Engine was forced to accelerating by the step change of fuel dose up to maximum value. The quick switching off the dosage caused engine slowing down. Thus transient conditions of engine work adequate to engine operational characteristics were achieved [4].

*Test results.* The test results were obtained as the courses of angular acceleration versus engine speed. The registered courses during engine free acceleration are shown in Figure 3. Operational parameters (crankshaft angular acceleration) values during engine speeding up are generally on this same level for all tested fuel mixtures. Parameter changes are within the range of 5%. The changeability of angular acceleration together with fuel composition change for STING fuel and their mixtures with diesel fuel was determined according to the formula:

$$\Delta\varepsilon_i = \frac{\varepsilon_{iDF} - \varepsilon_{ix}}{\varepsilon_{iDF}} \cdot 100\% \quad (1)$$

where:  $\varepsilon_{ix}$  – angular acceleration for analysed fuel mixture,  $1/s^2$ ,  
 $\varepsilon_{iDF}$  – angular acceleration for diesel fuel (Verva),  $1/s^2$ .

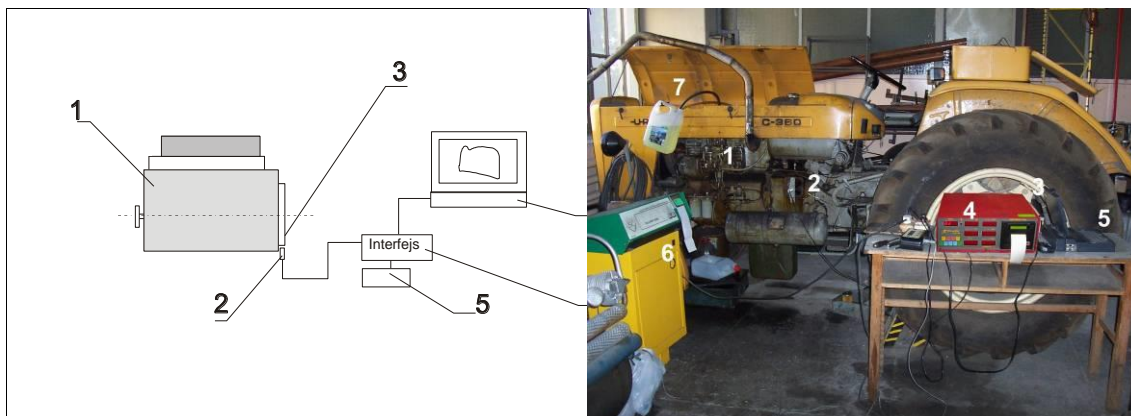


Fig. 1. Block diagram of the test stand Fig. 2. The view of the test set-up: 1 – data acquisition system: 1 – tested engine, 2 – angular velocity engine, 2 – angular velocity sensor, 3 – sensor, 3 – measurement interface, 4 – crankshaft angle position marker, 4 – Technotest gas meter, 5 – control unit measurement interface, 5 – interface (notebook 486/33 MHz), 6 – Olivier power pack, 6 - notebook 486/33 MHz smoke meter, 7 – changeable fuel tank

The results are presented in Figure 4. Monotonic decreasing of operational parameter can be observed for STING fuel with the increase of STING quantity in the mixture. But parameter value increase appears for pure STING biofuel. It is caused by higher viscosity of STING fuel and bigger fuel dose connected to it. In Figures 5-8 the changes of exhaust gas elements versus quantity STING fuel content in the fuel mixtures are presented. The level of exhaust gas elements was mostly similar to the one of diesel fuel. It was stated that CO level for STING fuel mixtures was higher than for other biofuels [3].

That may evidence about differences in chemical composition of STING and typical biodiesel. CO<sub>2</sub> content in exhaust gas was at level of 1.3-2.0 %. It grows for STING mixtures with the increase of biofuel content in the mixture. The changes of HC content in exhaust gas were similar for STING and other biofuels [3]. The significant differences of NO<sub>x</sub> content in exhaust gas for STING mixtures were no observed. Smokiness measurements are presented in Figures 9. Optical flow meter Olivier was used as measurement meter. Absolute smoke values and smoke factor K were measured. Percentage changes of both result types are similar.

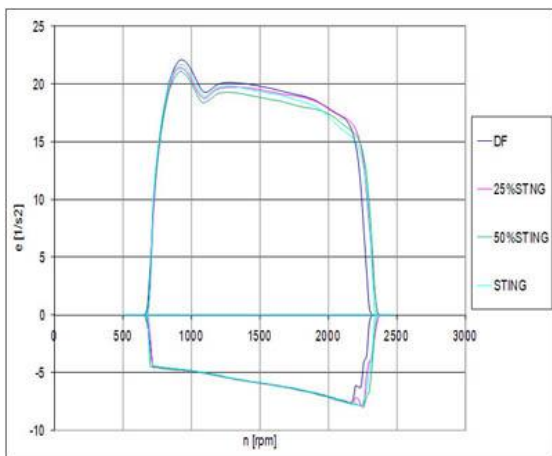


Fig. 3. Registered courses of crankshaft angular acceleration during free acceleration of S-4003 DI diesel for tested STING fuel mixtures

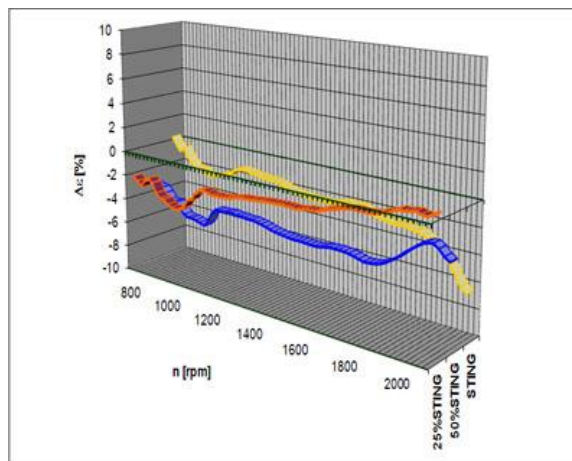


Fig. 4. Percentage differences between crankshaft angular acceleration when STING fuel mixtures are used in the reference to standard diesel fuel (Verva)

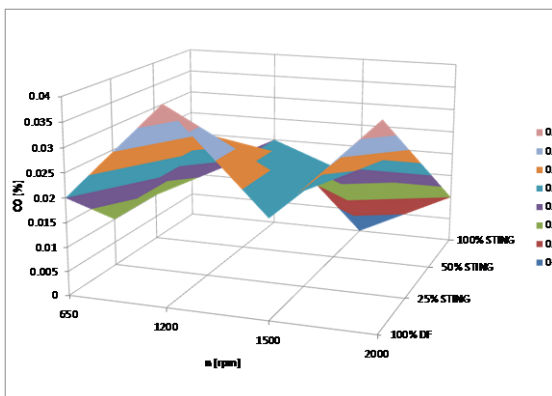


Fig. 5. Changes of CO content for mixtures STING fuel and Diesel fuel

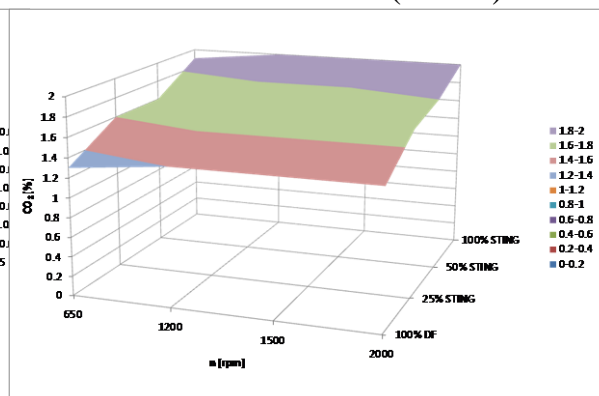


Fig. 6. Changes of CO<sub>2</sub> content for mixtures STING fuel and Diesel fuel

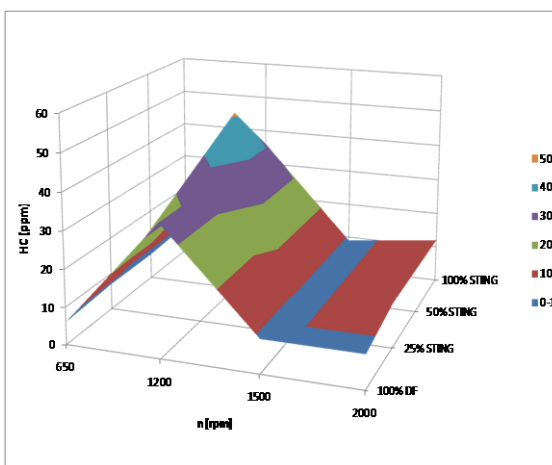


Fig. 7. Changes of HC content for mixtures STING fuel and Diesel fuel

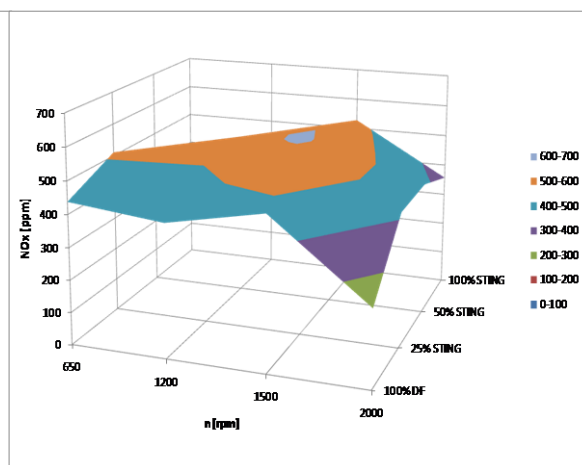


Fig. 8. Changes of NO<sub>x</sub> content for mixtures STING fuel and Diesel fuel

The percentage changes of smokiness together with fuel composition change, for STING fuel and diesel fuel, was determined according to the formula:

$$\Delta N_i = \frac{N_{iDF} - N_{ix}}{N_{iDF}} \cdot 100\% \quad (2)$$

where:  $N_{ix}$  – smokiness (or K factor) for analysed fuel mixture, %,  $N_{iDF}$  – smokiness (or K factor) for diesel fuel (Verva), %.

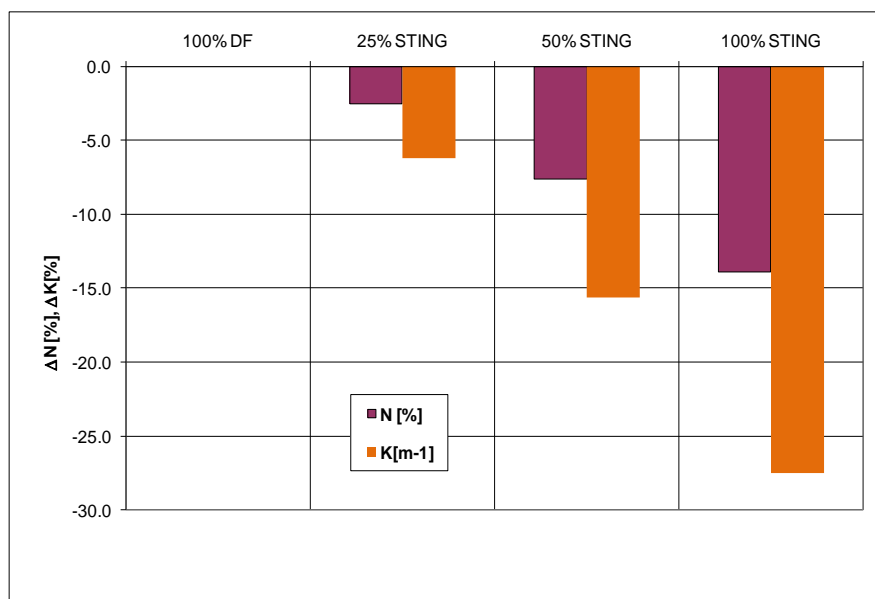


Fig. 9. Percentage changes of smoke in Bosch scale and smoke factor K for STING fuel during free acceleration test, measured with Olivier meter

The smokiness of STING fuel was much lower than for diesel fuel. The smokiness of fuel mixtures decreases with the increase of biofuel content. It should be emphasized that smokiness decrease is smaller for STING fuel than for FAME5 fuel mixtures (about 60%) [3].

#### Conclusions:

On the base of obtained test results it may be stated, that:

1. The mixture of STING biofuel with diesel fuel does not cause the significant decrease of DI engine operational parameters (torque, crankshaft angular acceleration). The differences vary within the range of 5%.

2. The analysis of percentage changes of crankshaft angular acceleration show that parameter values worsens monotonically within the all speed range with STING fuel content growth up to 50% in fuel mixture. For pure STING biofuel parameters increase but do not exceed the level of values for diesel fuel.

3. The level of exhaust gas elements was similar to the one of diesel fuel. It was stated that CO level for STING fuel mixtures was higher than

for FAME5 ones which may evidence about differences in chemical composition of STING and typical biodiesel.

4. The lower level of exhaust gases smokiness for tested STING and FAME biofuel mixtures in comparison to the diesel fuel has been observed. For STING fuel smoke level was 14% lower than for Diesel fuel and for FAME5 fuel smoke level was 25% lower than for Diesel fuel.

#### References:

1. *Kobayashi Y., Taniwaki K.*: Proces for non-catalytically producing biodiesel fuel without yielding by-product./ *Y. Kobayashi, K. Taniwaki* : US Patent No.: US 2006/0288636 A1

2. *Kobayashi Y., Tanekura K., Kato H., Taniwaki K.*: "Winterized" Bio-Diesel Fuel Produced from Animal Fat. [www.affrc.go.jp](http://www.affrc.go.jp)

3. *Kiernicki Z.* Some Properties of Sting Type Fuel in Comparison to Chosen Biofuels./ *Z. Kiernicki, L. Hys, J. Sawa*: 7th International Colloquium Fuels 2009, January 12-13 2009, str. 641-648.

4. *Kiernicki Z.*: Testing of Rape Biofuels under Transient Conditions./ *Z. Kiernicki*: Fuels International, 1-4, July 2001, 319-332

5. *Kusdiana D.* Biodiesel fuel from rapeseed oil as prepared in supercritical methanol/ *D. Kusdiana, S. Saka*: Fuel, 80 (2001), 225-231.

### ДЕЯКІ ВЛАСТИВОСТІ БІОПАЛИВА СТИНГ

З. Керніський, М. Косинський

**Анотація** – В роботі представлені дослідження використання нового біопалива СТИНГ. Визначено фізичні властивості деяких сумішей біопалива. Визначено також робочі параметри дизеля . Представлено швидкісні динамічні характеристики, емісію вихлопних газів . Результати досліджень для біопалива СТИНГ зіставлено із звичайним дизельним паливом.

### НЕКОТОРЫЕ СВОЙСТВА БИОТОПЛИВА СТИНГ

З. Керниский, М. Косинский

**Аннотация** – В работе представлены исследования касающиеся использования нового биотоплива СТИНГ. Определено физические свойства некоторых смесей биотоплива. Определено также рабочие параметры дизеля . Представлено скоростные динамические характеристики, эмиссию выхлопных газов а также дымность. Результаты исследований для биотоплива СТИНГ сопоставлено с обычным дизельным топливом.



УДК 575.1

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕНЕТИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЖИВОТНОВОДСТВЕ

Близнюченко А.Г., д. ф., к. б. н.

*Полтавская государственная аграрная академия*

Тел.(053)258-40-45

***Аннотация*** – излагаются законы наследования количественных признаков и методы их математического моделирования.

***Ключевые слова*** – аллели, аддитивный, кумулятивный, мегакарпиальный, олигокарпиальный, соразмерность.

*Постановка проблемы.* Количественные признаки имеют свои особенности, которые заключаются в том, что проявляют непрерывную изменчивость и претерпевают большое влияние условий среды на их выраженность. Все это дало возможность некоторым ученым [1] усомниться в возможности менделевского подхода к разрешению этой проблемы, а потому рекомендуют использовать только биометрические подходы [2].

На сегодня это основной метод анализа количественных признаков, но он не вскрывает генетической детерминации экспрессивности признака и законов наследования его в поколениях и, тем более, не дает возможности моделировать этот процесс.

*Анализ последних исследований.* Известны законы наследования количественных признаков, которые широко используются в животноводческой практике. Что касается количественных признаков, то законы их наследования неизвестны научным и практическим работникам животноводства.

*Формулирование целей статьи.* Задача генетики состоит в том, чтобы вскрыть законы наследования количественных признаков и создать математическую модель их наследования, тем самым, ответив на вопрос – как детерминируется экспрессия признака, у отдельно взятого организма и как определяется непрерывность выраженности признака в популяции. А также возможности использования математической модели в животноводческой практике с целью прогнозирования продуктивности поколений [3].

*Основная часть.* Из классической генетики известно:

1) при образовании гамет происходят комбинации хромосом, в результате чего гаметы приобретают индивидуальность в своем генетическом содержании;

2) при оплодотворении происходит случайное сочетание гамет, которое определяет генотипическое и фенотипическое разнообразие организмов;

3) сложные признаки, к которым относятся количественные, определяются множеством разных генов, т.е. полигенов.

В дальнейшем мы постулируем:

1. каждый из полигенов может иметь определенное число своих копий, которые называются полимерами (4);

2. полимеры могут размещаться как в гомологичных хромосомах, так и в негомологичных, что увеличивает число возможных комбинаций гамет и генотипов организмов;

3. количество полимеров может быть разным как в гомологичных хромосомах, так и в негомологичных, что тоже приводит к увеличению комбинаций генотипов;

4. полимеры определяют кумулятивное взаимодействие, т.е. приводят к накоплению генопродукта в соответствии с их количеством;

5. полигены, определяющие сложные количественные признаки мы называем сопряженными, т. е. работающими в одной цепи биохимических реакций, конечным результатом которой и является количественный признак [5].

Взаимодействие полимеров сопряженных полигенов определяет аддитивный (суммирующий) эффект. Поэтому генетическое определение количественных признаков называется полимерно – полигенным, а результативность кумулятивно – аддитивной.

Количественная сторона этого явления заключается в том, что полимеры накапливают генопродукт, а полигены их суммируют. При этом суммирование проходит по определенному закону, главной сущностью которого является соразмерность, т.е. соответствующее соотношение генопродуктов полимеров сопряженных полигенов за единицу времени, что и обеспечивает определенную выраженность признака. К примеру, если один полимер гена А нарабатывает генопродукта столько, сколько его может переработать два полимера сопряженного гена В, а продукт этого гена может быть переработан тремя полимерами сопряженного гена С, то соразмерность будет выражаться соотношением 1:2:3. При этом количественная выраженность признака будет определяться минимальным числом

полимеров в цепи биохимических реакций. В этом и заключается сущность аддитивного взаимодействия сопряженных полигенов.

Как уже отмечалось, число полимеров в любом полигене может быть разным в каждом гомологе, что определяется за счет неравного кроссинговера, дубликации, мультипликации и прочих генетических процессов. К тому же и размещаться полимеры одного гена могут в разных негомологичных хромосомах, что создает огромное число комбинаций генотипов.

Чем в большем количестве негомологичных хромосом размещаются сопряженные полигены, тем больше образуется комбинаций генотипов.

К этому необходимо добавить наличие у полимеров разной продуктивности [6], что объясняется наличием у них разных аллелей. Их можно условно разделить на олигокарпильные – малопродуктивные аллели и мегакарпильные – высокопродуктивные.

Факторов нарушающих соразмерность полимеров сопряженных полигенов в природе существует великое множество, которые и определяют генетическое разнообразие количественного признака в популяциях.

Это и создает практически бесконечное множество разных генотипов, каждый из которых имеет свою потенциальную выраженность количественного признака.

Если наложить на все это влияние условий среды, то практически экспрессия количественного признака будет неповторимой, сугубо индивидуальной, что и наблюдается в природе.

Соразмерность может быть сбалансированной, когда не образуется дефицита какого-либо генопродукта, что в природе бывает очень редко и несбалансированной, когда наблюдается дефицит одного из генопродуктов в цепи биохимических реакций, что бывает в большинстве случаев.

Изложенная гипотеза наследования количественных признаков дает возможность моделировать этот процесс, что показано на рисунке.

Условно создана модель животного на две пары хромосом с двумя сопряженными полигенами А и В, которые находятся в сцепленном состоянии, хотя могут находиться и в разных хромосомах. Это сделано с целью, получить небольшое число комбинаций генотипов, которое можно успешно анализировать.

Как гомологичные, так и негомологичные хромосомы нагружены разным количеством полимеров по каждому из сопряженных полигенов. Указанные в модели числа полимеров, каждого из полигенов, можно понимать как количество молекул генопродукта наработанное ими за определенное время.

В модель взято условно соразмерность 1:1. Это значит, что за соответствующее время один полимер гена В использует столько генпродукта, сколько его нарабатывает полимер гена А. Аддитивно они детерминируют 30 г среднесуточного прироста свиней (условно).

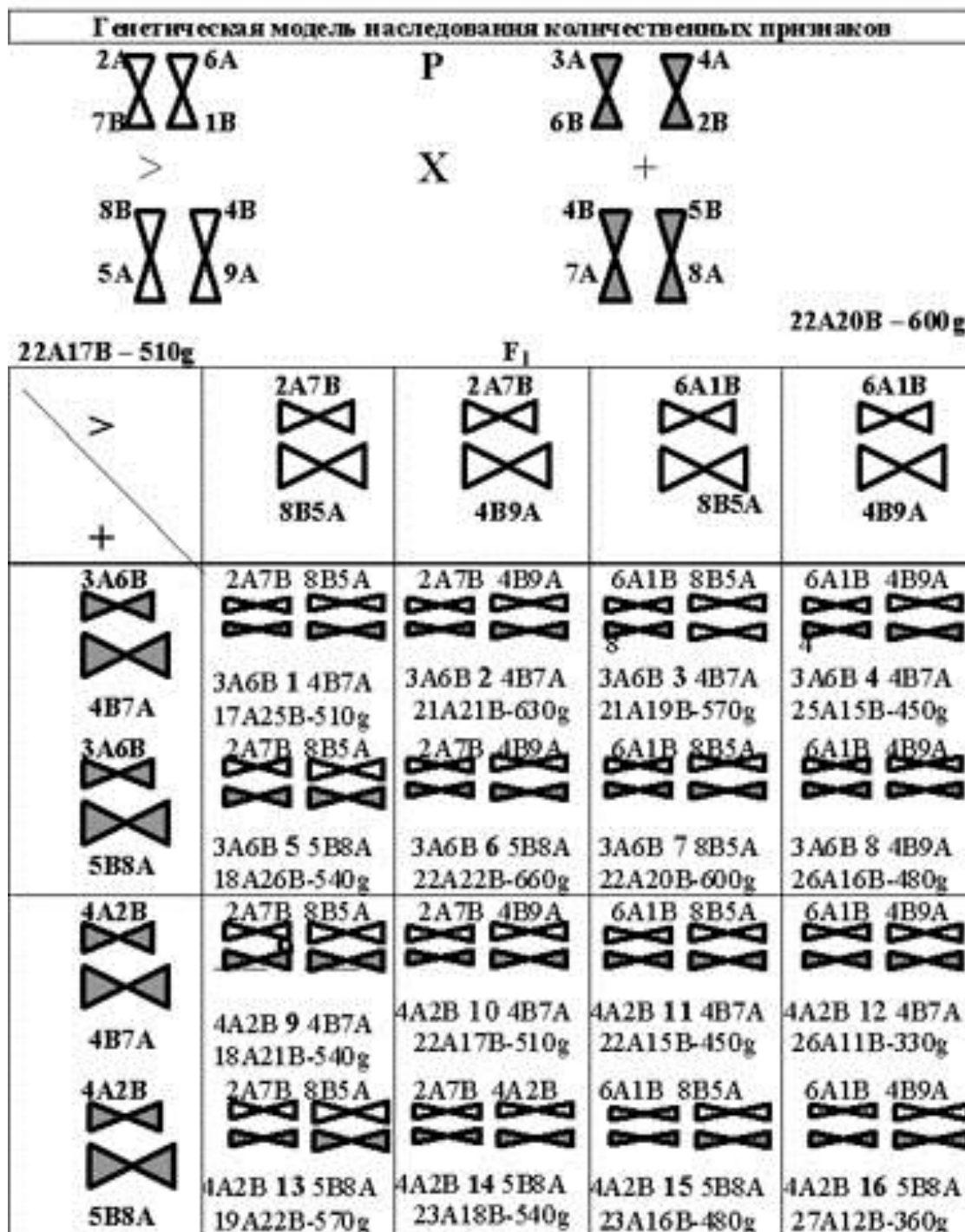


Рис.1. Моделирование процесса.

Генотип животного определяется суммой полимеров по каждому полигену. Генотип первого родительского животного составляет 22A20B. Максимально возможный прирост за сутки в этом случае составляет 600 г, поскольку из указанной соразмерности сработает 20 пар полимеров генов А и В. Несмотря на то, что полимеров гена А на два больше, на выраженность признака это не повлияет, ибо существует недостаток двух полимеров гена В, что не дает возможности превратить избыточный генопродукт гена А в биохимической цепи в конечный признак.

Второе родительское животное имеет генотип 22A17B. в этом случае величина прироста также будет зависеть от количества полимеров гена В, поскольку их на пять меньше, чем полимеров гена А. Поэтому выраженность признака будет составлять 510 г.

В общем результат определяется числом пар полимеров сопряженных полигенов, т.е. общая выраженность количественного признака определяется сопряженным полигеном, который имеет наименьшую продуктивность в цепи биохимических реакций. В этом и заключается генетическая сущность явления аддитивности.

При скрещивании указанных животных будем иметь 16 потомков с разными генотипами, среди которых одни будут иметь недостаток полимеров гена А, другие – гена В, что и обеспечивает указанную в модели продуктивность потомков.

Полученные в модели данные полностью отображают реальную картину, наблюдаемую в стадах.

Наличие большой комбинационной изменчивости количественных признаков не исключает возможность создания гомозиготных и таутозиготных особей и их дальнейшее размножение, что и лежит в основе создания новых пород.

*Выводы.* Таким образом, количественные признаки определяются большим числом сопряженных полигенов, каждый из которых имеет разное число полимеров, что и лежит в основе полимерно-полигенного взаимодействия генов. Полимеры разных полигенов накапливают свой генопродукт и взаимодействуют своими генопродуктами, что и лежит в основе соразмерности, определяющей кумулятивно-аддитивный эффект. Полимеры могут иметь разную продуктивность и размещаться разным числом как в гомологичных, так и в негомологичных хромосомах, что тоже создает определенную соразмерность и детерминирует большое число разных фенотипов. Гены количественных признаков подвержены влиянию на их реализацию условий окружающей среды, что дополнительно увеличивает число разных фенотипов.

Приведенная гипотеза наследования количественных признаков дает возможность не только моделировать наследование количествен-

ных признаков, но также моделировать такие явления, как инбридинг и гетерозис, одновременно объясняя при этом все их свойства, что и подтверждает правильность изложенных постулатов. Кроме этого модель представляет возможность прогнозировать продуктивность потомков исследуемых животных.

#### Литература

1. Мазер К. Биометрическая генетика / К. Мазер, Дж. Джинкс. – М.: Мир, 1985. – 436 с.
2. Student. A calculation of the minimum number of genes in Winter's selection experiment // Ann / Eugeneics. – 1943. – 6 – P. 77–82.
3. Близнюченко О.Г. Генетичні основи розведення свиней / О.Г. Близнюченко. – К. : Урожай, 1989. – 150 с.
4. Nilsson-Ehle H. Kreuzunguntersuchungen an Hafer und Weizen / Nilsson-Ehle H. - Lund. 1911. - 350 p.
5. Близнюченко А.Г. Законы наследования количественных признаков / А.Г. Близнюченко // Вісник державного сільськогосподарського інституту, 1999. - №1. – С. 24-27.
6. Балацкий В. И. Генетический полиморфизм соматотропина и ассоциация его аллелей с количественными признаками животных / В. И. Балацкий // Сельскохозяйственная биология, – 1998. - №4. – С. 43-54.

### МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ГЕНЕТИЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ТВАРИНИЦТВІ

О.Г. Близнюченко

**Анотація** – викладаються закони успадкування кількісних ознак і методи їх математичного моделювання.

### MATHEMATICAL MODELING OF GENETIC PROCESSES IN ANIMAL HUSBANDRY.

O. Blyznyuchenko

#### *Summary*

**Sets out the laws of inheritance of quantitative traits and methods of mathematical modeling.**

УДК 631.331.022

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ КАЧЕСТВА РАБОТЫ ПНЕВМАТИЧЕСКОЙ ВЫСЕВАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРУППОВОГО ДОЗИРОВАНИЯ ПОСЕВНОГО МАТЕРИАЛА

Лепёшкин Н.Д., к.т.н.,

Салапура Ю.Л. инж.

*РУП «НППЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,*

*г. Минск, Республика Беларусь*

E-mail: otдел\_nti@tut.by

**Аннотация** – в статье приведен анализ пневматических высевяющих систем применяемых на современных почвообрабатывающе-посевных агрегатах и представлены результаты экспериментальных исследований агрегата АППА-6 в полевых условиях.

**Ключевые слова** – высевяющие системы, комбинированные почвообрабатывающе-посевные агрегаты, системы группового дозирования.

*Постановка проблемы.* Для обеспечения продовольственной безопасности в Республике Беларусь необходимо производить до 9 млн. тонн зерна ежегодно [1]. При этом увеличение валового сбора должно происходить за счёт повышения урожайности культур, уменьшения потерь при уборке и хранении урожая [2]. Немаловажную роль в этом занимает посев, как надёжная основа будущего урожая. Важным аспектом при посеве являются сроки сева. Временной интервал между предпосевной обработкой и посевом должен быть минимальным, чтобы семена укладывались во влажную почву, а сорняки в своем развитии не обгоняли культурные растения. Реализация этого условия невозможна без соответствующих технических средств. Так недобор урожая при несоблюдении сроков сева зерновых культур может достигать 18-30% [3]. Для обеспечения своевременного выполнения данной технологической операции эффективно применение почвообрабатывающе-посевных агрегатов, которые позволяют за один проход по полю выполнить все операции предпосевной обработки почвы и посев. Применение таких агрегатов обеспечивает кроме выполнения агротехнических требований повышение производительности труда и снижение расхода топлива по сравнению с однооперационными машинами.

Ещё одна задача сева – обеспечение необходимой площади питания для сельскохозяйственных культур, которая является одним из важнейших факторов, определяющих урожай, так как от неё зависит рост и развитие растения [4]. В связи с этим к машинам для посева предъявляются высокие требования по обеспечению равномерности распределения семян по площади поля и глубине заделки. Без этого невозможно реализовать генетическую продуктивность современных сортов зерновых культур.

Тенденции развития зерновых пневматических сеялок, намеченные ещё в 80-ых годах XX века, направленные на увеличение ширины захвата, увеличение производительности и уменьшение материалоемкости, а также на снижение энергопотребления технологического процесса сева получают дальнейшее развитие и в настоящее время. Всем этим целям как нельзя лучше соответствуют пневматические системы высева, усовершенствование которых ведётся по пути снижения энергоёмкости и повышение эффективности ввода высеваемого материала в зону с повышенным давлением, а также на снижение неравномерности распределения высеваемого материала по поверхности поля. Происходит дальнейшая универсализация посевной техники, позволяющая высевать одним посевным агрегатом материалы с различными физико-механическими и биологическими свойствами.

*Анализ последних исследований.* В настоящее время при производстве зерновых сеялок, где в качестве транспортирующей среды используется воздух, можно выделить три типа высевающих систем: централизованного, группового и индивидуального дозирования.

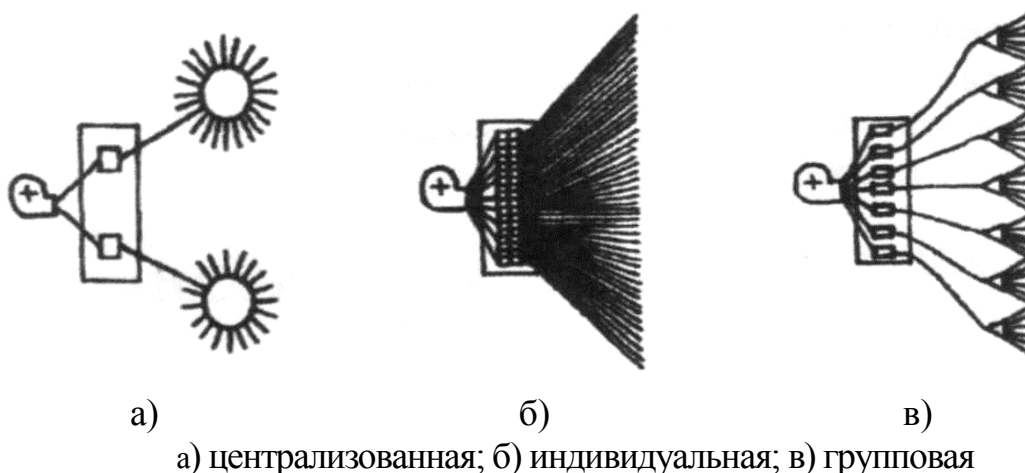
Примером централизованного дозирования семян является система «Accord», в которой дозирование для всех сошников осуществляется одним или двумя дозаторами в зависимости от ширины захвата (рисунок 1а). Преимущество данной системы состоит в том, что она более универсальна по диапазону высеваемых семян, так как дозирование происходит большими порциями, которое в меньшей степени зависит от свойств семян. Кроме того, система обеспечивает простую установку нормы высева. Недостатки – высокая энергоёмкость, неравномерность распределения семян по сошникам в значительной степени зависит от угла наклона вертикального материалопровода и варьирует в широких пределах (от 2,3 до 18,4 % на высеве пшеницы при наклоне материалопровода до 15°) [5].

Отличительной особенностью системы с индивидуальным дозированием семян является то, что для подачи семян к сошнику используется отдельный дозатор, а транспортирование семян осуществляется воздушным потоком. Такая система высева применяется на сеялках СПР-6 (СССР), СУП-48 (Румыния), «Tive» (Швеция) и сеялках фирмы «Sulky» (Франция). Преимуществом такой системы является то, что



она обеспечивает высокую равномерность распределение семян по сошникам, вплотную приближаясь к системам высева механических сеялок (обычно не превышает 2,5-3%) (рисунок 1б). Однако из-за большого количества пневмоматериалопроводов, идущих к сошникам, значительно ухудшается технологическая надёжность сеялок и значительно усложняется их конструкция. При этом, вследствие высокой металлоемкости и сложности, данная система применяется на сеялках с шириной захвата не более 6 м [6]. Как и система с централизованным, так и система с индивидуальным дозированием очень энергоёмка и требует установки на сеялку вентилятора высокой производительности.

В последние годы разработаны и находят всё более широкое применение, как республике, так и за её пределами пневматические сеялки с системой группового дозирования семян С-6 (РБ), «Solitaire» фирмы «Lemken» (Германия), «Maxim» фирмы «Morris», (Канада) и др. Такая система состоит из нескольких самостоятельных высевающих секций, каждая из которых содержит следующие рабочие органы: дозатор, питатель и одноступенчатый распределитель потока семян (рисунок 1в). Все секции посредством дозаторов связаны с единым бункером, при этом каждая из них рассчитана на высев семян через определённое количество сошников [6]. Так как количество материала подаваемого катушкой дозатора уменьшается, значительно возрастает и точность дозирования.



а) централизованная; б) индивидуальная; в) групповая

Рис.1. Принципиальные схемы пневматических систем высева зерновых сеялок

Производство и широкое применение комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов с пневматическими высевающими системами имеют место в США, Канаде, Германии, Франции и других странах Европы и Америки. Однако применение импортных

агрегатов, с учетом особенностей почвенно-климатических условий, в республике не всегда целесообразно. Так 70% всех пахотных земель – это «легкие» почвы (супесчаные и песчаные), 6% – торфяные и остальное – суглинистые и глинистые [7]. Кроме этого почвы Беларуси бедны фосфором, оказывающим существенное влияние на интенсивность развития растений особенно в начальный период вегетации [8]. Все это требует индивидуального подхода к выбору типа рабочих органов и конструктивно-технологической схеме почвообрабатывающе-посевного агрегата в целом.

Пневматические сеялки с высевальными системами централизованного и индивидуального дозирования изучены достаточно полно и представлены в литературе, что нельзя сказать о системе посева группового дозирования посевного материала.

*Цель работы* – исследовать работу пневматической высевальной системы группового дозирования посевного материала почвообрабатывающе-посевных агрегатов.

*Основная часть.* Основным агротехническим требованием для высевальной системы посевных агрегатов является равномерность распределения материала по площади поля. Исследователи выделяют неравномерность распределения материала вдоль рядка (продольная неравномерность), между рядками (поперечная неравномерность). Главными элементами посевных агрегатов с пневматической системой посева, оказывающих влияние на распределение материала являются питатель и распределитель. Питатель, в основном, оказывает влияние на продольную равномерность, распределитель – на поперечную [9]. Снижение равномерности распределения семян приводит к образованию участков с высокой и низкой плотностью размещения растений по площади поля. На участках с высокой густотой стеблестоя их развитие затрудняется, на изреженных продуктивность отдельных растений может увеличиваться, но она не компенсирует недостаток общей продуктивности с единицы площади поля. Поэтому повышение продольной и поперечной равномерности распределения семян оказывает положительное влияние на развитие растений, одновременное их созревание и, в итоге, на конечный урожай. В то же время, многолетние экспериментальные исследования доказали, что снижение расстояния между семенами в рядке до 10 мм или увеличение его свыше 60 мм приводит к нежелательным последствиям, выраженным в образовании загущенных или разреженных посевов, что в итоге приводит к недобору урожая на 10-20 % [10].

Работая в данном направлении РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» разработаны почвообрабатывающе-посевные агрегаты серии АППА с активными и пассивными почвообрабатывающими рабочими органами шириной захвата 6м (рисунок 2).

Для обеспечения беспрепятственного ввода посевного материала (семян и гранулированных фосфорных удобрений (при необходимости)) в пневмоматериалопровод с избыточным давлением воздушного потока и качественного его распределения в распределителе применяются питатели эжекторного типа (рисунок 3) с переменными углами конфузора в его проточной части и ступенчатым диффузором.



Рис. 2. Агрегат почвообрабатывающе-посевной АППА-6

Такая конструкция питателя позволяет снизить потери давления воздушного потока в нём и повысить его пропускную способность.

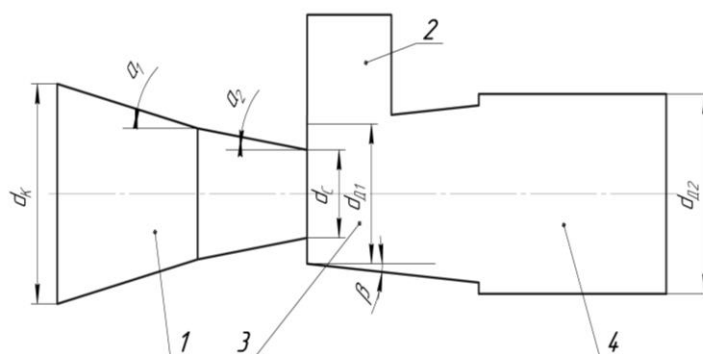


Рис. 3. Схема экспериментального питателя эжекторного типа: 1 – конфузор; 2 – загрузочная горловина; 3 – приёмная камера; 4 – диффузор

Для повышения качества работы распределителей были разработаны выравнивающие устройства, представляющие собой цилиндрическую трубу 1, на внутренней поверхности которой в шахматном порядке расположены сферические отражательные поверхности, далее конический направитель 2 (рисунок 4), расположенные соосно.

Принцип работы выравнивающего устройства заключается в следующем. Посевной материал (зерновка и (или) гранула минеральных удобрений) поступает в выравниватель по материалопроводу и движется вдоль продольной оси в основном в нижней половине сечения.

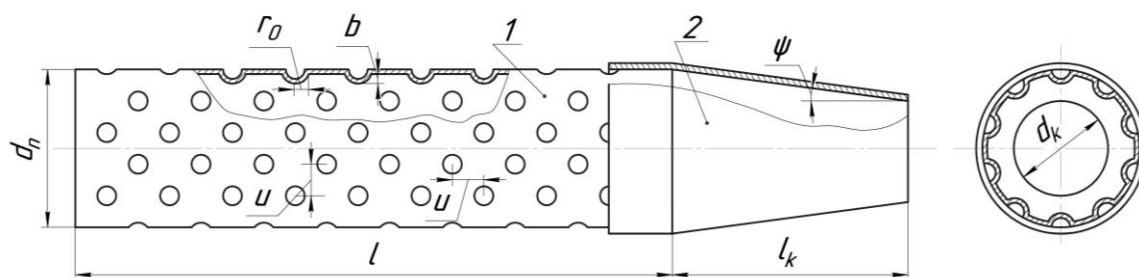


Рис. 4. Выравнивающее устройство распределителя горизонтального типа

При входе в выравниватель некоторая часть его ударяется о сферические отражательные поверхности (преобладает косой удар) и, изменяя своё направление, сталкиваются ещё и друг с другом. В результате таких соударений частицы распределяются по сечению материалопровода более равномерно и в таком как бы взвешенном состоянии поступает в конический направитель. Роль последнего заключается в сужении и, следовательно, ускорении потока для улучшения его рассева в распределителе. Это необходимо, так как транспортная скорость движения частиц при соударении их с отражательной поверхностью и между собой в трубе снижается.



а)



б)



в)



г)

а) – бункер; б) – сошники; в) – блок дозаторов зерна с эжекторными питателями; г) – распределители горизонтального типа с выравнивающим устройством

Рис.5. Вид посевной части почвообрабатывающе-посевных агрегатов АППА

Объектом исследования выступает пневматическая система высева группового дозирования почвообрабатывающе-посевного агрегата АП-

ПА-6 (рисунок 5) с установленными выше описанными эжекторными пилотажными и выравнивающими устройствами. Исследования и обработка полученных данных проводились методами математической статистики по ГОСТ 31345-2007.

В процессе исследований определялась неравномерность распределения посевного материала по сошникам (поперечная) и неравномерность распределения растений вдоль рядка (продольная). Неравномерность распределения вдоль рядка определяли по всходам культур.

Основные показатели результатов качества выполнения технологического процесса системы высева по результатам испытаний агрегата АППА-6 представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Функциональные показатели работы системы высева агрегата АППА-6

Наименование показателя	Значение показателя					
	по ТКП 078-2007	по результатам испытаний				
		Высев семян ржи с одновременным высевом гранулированного суперфосфата	Высев семян пшеницы	Высев семян ячменя	Высев семян люпина	
Неравномерность высева между дозаторами, % -зерновых -зернобобовых -удобрений	5,0, не более 4,0, не более 10,0, не более	2,6	0,2	2,0	1,3	1,4
Неравномерность высева между сошниками, % -зерновых -зернобобовых -удобрений	5,0, не более 6,0, не более 10,0, не более	9,3	3,7	3,1	2,7	4,6
Дробление семян, % -зерновых -зернобобовых	0,1, не более 1,0, не более	0,1	--	0,1	0,1	0,44

Таблица 2 – Оценочные показатели расположения растений в рядах.

	Культура	Среднее расстояние между растениями, мм.	Среднее квадратическое отклонение, мм	Коэффициент вариации, %
Исследуемая система высева группового дозирования	Ячмень	34,9	18,6	53,2
	Люпин узколистый	40,97	22,3	54,4
Система высева с централизованным дозированием	Ячмень	33,19	39,25	118,3
	Люпин узколистый	39,19	26,96	68,8

Данные таблицы показывают, что испытываемая пневматическая система высева удовлетворяет требования ТКП 078-2007 для посевных машин в Республике Беларусь по неравномерности высева между дозаторами, неравномерности распределения посевного материала по сошникам и его дроблению, как на высева одних семян, так и на высева совместно с ними припосевной дозы фосфорных гранулированных удобрений. Это основные показатели, которые определяют качество работы системы высева и в определённой мере оказывают положительное влияние на развитие растений. В процессе испытаний определялась неравномерность размещения растений вдоль ряда (таблица 2). Графики размещения растений вдоль ряда по результатам полевого опыта представлены на рисунках 6 и 7.

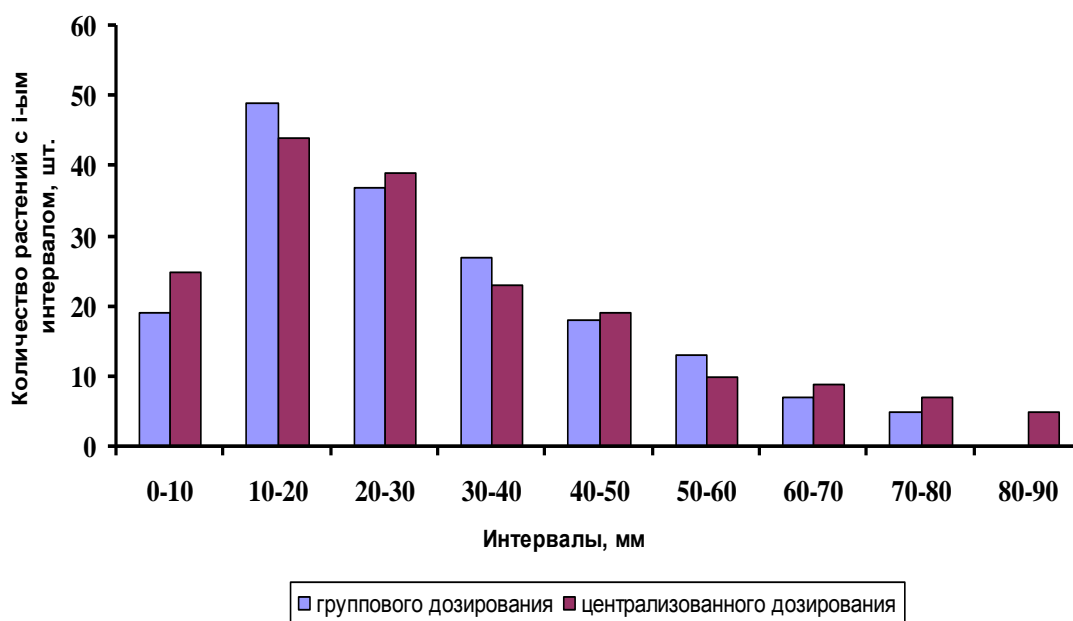


Рис. 6. Размещение растений ячменя ярового вдоль ряда.

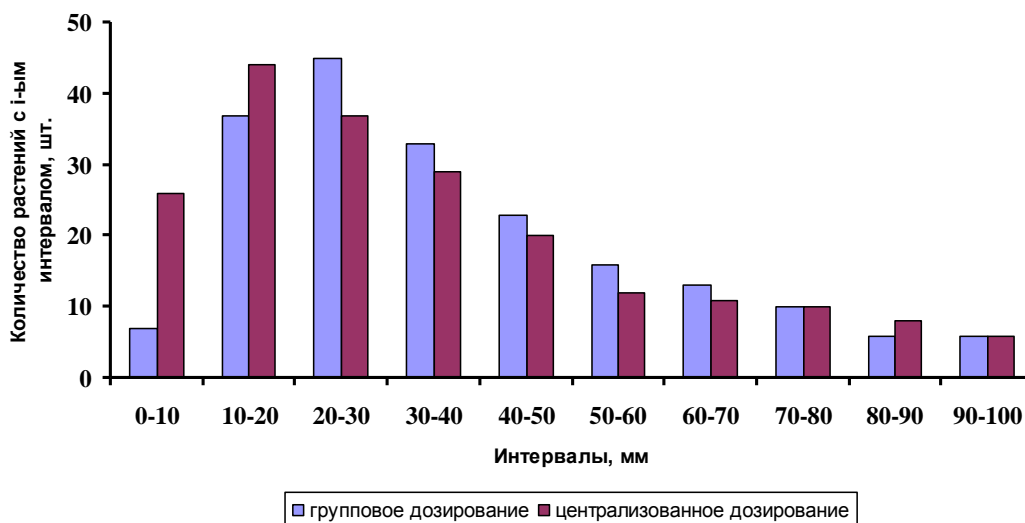


Рис. 7. Размещение растений люпина узколистого вдоль рядка

Из анализа графиков видно, что основное количество растений (82% ячменя и 78% для люпина в системах с групповым дозированием материала) находится в агротехнически допустимом интервале от 1 до 6 см. Полученные распределения подчиняются логарифмически нормальному закону распределения случайной величины.

**Выводы** – Результаты исследований показывают, что применение пневматической высевальной системы группового дозирования посевного материала с усовершенствованными эжекторными питателями и распределительными устройствами на почвообрабатывающе-посевных агрегатах на посеве зерновых и зернобобовых культур позволяет производить качественный сев и распределять посевной материал по площади поля в интервалах заданных агротехническими требованиями.

#### Литература

1. *Ильина, З.М.* Продовольственная безопасность: тенденции и перспективы / *З.М. Ильина* // *Беларуская думка*. – 2009. – № 4. – С. 22-31.
2. *Кукреши, Л.В.* Потенциал растениеводства Беларуси и его реализация / *Л.В. Кукреши* // *Весці НАН Беларусі. Сер. аграрных навук*. – 2008. – № 3. – С. 34-39.
3. *Кадыров, М.А.* О земледелии, селекции и рациональном хозяйствовании / *М.А. Кадыров*. – Минск: «Несси», 2001. – 163 с.
4. *Майсурян, Н.А.* Предисловие / *Н.А. Майсурян* // *Прогрессивные способы посева зерновых культур*. – М., 1959. – С. 3–9.
5. *Астахов, В.С.* Совершенствование пневматических высевальных систем сеялок / *В.С. Астахов*. – Горки: БГСХА, 2007. – 148 с.

6. *Точицкий, А.А.* Выбор и обоснование системы высева универсальной модульной сеялки / *А.А. Точицкий, А.Л. Медведев, В.Н. Первозников, Н.Д. Лепёшкин* // Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сборник БелНИИМСХ. – Мн.: 1996. – Вып. 35. – С. 94-103.

7. Земля Беларуси: Справочное пособие / *Багдевич И.М.* [и др.]. – Под ред. *Г.И. Кузнецова и Г.В. Дудко.* – Минск, 2001. – 120 с.

8. Агрохимическая характеристика почв сельскохозяйственных земель Республики Беларусь / *Под ред. И.М. Богдевича.* – Мн.: РУП «Институт почвоведения и агрохимии НАН Беларуси», 2006. – 288 с.

9. *Шаршуков, И.А.* Параметры распределителя пневматической сеялки / *А.И. Шаршуков* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005. – № 8. – С. 28-30.

10. *Ламан, Н.А.* Биологический потенциал ячменя: Устойчивость к полеганию и продуктивность / *Н.А. Ламан, Н.Н. Стасенко, С.А. Каллер.* – Мн.: Наука и техника, 1984. – 216 с.

## **РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДІВ ЯКОСТІ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНОЇ ВИСІВАЮЧОЇ СИСТЕМИ ГРУПОВОГО ДОЗУВАННЯ ПОСІВНОГО МАТЕРІАЛУ**

Н.Д. Лепёшкин, Ю.Л. Салапура

*Анотація* – в статті приведено аналіз пневматичних висіваючих систем, що використовуються на сучасних ґрунтообробно-посівних агрегатах та представлені результати експериментальних досліджень якості виконання технологічного процесу висіваючої системи агрегату АППА-6 у польових умовах.

## **RESULTS OF RESEARCHES OF QUALITY OF WORK OF PNEUMATIC SOWING SYSTEM OF GROUP DISPENSING OF A SOWING MATERIAL**

N. Lepeshkin, Y. Salapura.

### *Summary*

In article the analysis of pneumatic sowing systems units applied on modern cultivating-sowing campaigns is resulted and results of experimental researches of quality of performance of technological process of sowing system of unit APPA-6 in field conditions are presented.



УДК 631. 171 (476)

## **ПЕРСПЕКТИВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

Самосюк В.Г. к.э.н.,

Чеботарев В.П. к.т.н.

*РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,*

*Республика Беларусь, г. Минск*

E-mail: otдел\_nti@tut.by

***Аннотация*** – рассмотрены направления повышения эффективности технологических процессов механизации сельскохозяйственного производства республики. Установлено, что высокоэффективное, экономически обоснованное производство сельскохозяйственной продукции может быть обеспечено только на базе современных технологий и комплексов машин для их осуществления

***Ключевые слова*** – система машин, тракторный парк, производство сельскохозяйственной продукции, повышение качества

*Постановка проблемы.* Основополагающий фактор интенсивного развития агропромышленного комплекса республики является разработка и внедрение современных технологий производства сельскохозяйственной продукции. Такие технологии могут быть созданы только на базе высокопроизводительных и надежных комплексов машин, обеспечивающих высококачественное выполнение технологических операций при минимальных затратах труда и материально – энергетических ресурсов.

*Анализ последних исследований.* Тракторное и сельскохозяйственное машиностроение является важнейшей отраслью промышленности Республики Беларусь, обеспечивающей около четверти объемов промышленной продукции. В начале 90-х годов эта отрасль подверглась воздействию кризисных процессов из-за падения платежеспособного спроса у потребителей техники. Объемы производства и продаж техники катастрофически снизились.

К 2009 году выпуск тракторов в странах СНГ по сравнению с 1990 годом сократился в 16 раз, зерноуборочных комбайнов – в 11, плугов – в 68, сеялок – в 17, культиваторов – в 23 раза.

Несмотря на трудности, сельхозмашиностроение республики в основном сохранило свой производственный и интеллектуальный потенциал, а также специализацию ведущих предприятий. В республике в выпуске техники и комплектующих для агропромышленного комплекса задействованы более 80 предприятий с численностью работающих свыше 53 тыс. человек. Сегодня в Беларуси по номенклатуре выпускается свыше 350 наименований сельскохозяйственной техники, что в 5 раз больше, чем в 1990 году.

*Основная часть.* Стратегия развития отрасли сельхозмашиностроения базируется на реализации Государственных научно-технических и других программ: ГНТП "Машиностроение", по которой разрабатываются тракторы, универсальные энергетические средства, комбайны для уборки зерновых культур, кормов, картофеля, льна, свеклы; ГНТП "Агропромкомплекс" и "Белсельхозмеханизация", по которым разрабатываются остальные сельскохозяйственные машины.

Сформированная система машин на 2006-2010 годы базируется на следующих концептуальных принципах:

- системном подходе к разработке и производству техники, возможности ее полнокомплектной поставки для внедрения интенсивных технологий;
- рациональном ограничении номенклатуры технических средств, сокращении металло- и энергоемкости путем создания оптимальных типоразмерных рядов, агрегатной унификации и универсализации;
- автоматизации и компьютеризации технологических процессов производства продукции, в первую очередь, стационарных.

Важнейшими целями системы являются: минимизация капиталовложений, эксплуатационных затрат и ресурсопотребления, сокращение количества типоразмеров машин.

Система машин предусматривает при производстве продукции растениеводства использование 395 наименований технических средств, в том числе 155 машин общего назначения, 21 – для уборки зерновых, зернобобовых, рапса и кукурузы на зерно, 41 – для послеуборочной обработки, хранения зерна и семян, консервирования влажного плющеного зерна, 45 – для заготовки кормов из трав и силосных культур, 33 – для культуртехнических и агромелиоративных работ, 12 – для возделывания и уборки льна, 53 – для возделывания и уборки пропашных культур и 35 – для возделывания и уборки плодов и ягод. Система машин для производства основных видов продукции животноводства на 2006-2010 гг. разработана и утверждена заказчиком – Министерством сельского хозяйства и продовольствия. Она включает 291 наименование технических средств, из которых необходимо разработать – 47, освоить – 58 и уже серийно производится 166.

Системой машин на 2006-2010 гг. предусматривается более высокий уровень предлагаемых к оснащению машин и оборудования. Технологии будут разрабатываться и осваиваться на базе взаимоувязанных комплексов машин для интенсивных технологий. В последующем эта система будет развита на более высоком технологическом уровне по двум направлениям: во-первых, по направлению максимальной специализации и унификации производства, во вторых, по пути существенного улучшения качества и надежности базовых компонентов – гидравлики, электроники, двигателя и трансмиссии.

Основу тракторного парка сельскохозяйственных предприятий будут составлять тракторы ПО «Минский тракторный завод». Их удельный вес в парке колесных тракторов необходимо довести до 90% (в настоящее время – около 80%). ПО «Минский тракторный завод» создан и выпускается типоразмерный ряд нового поколения тракторов «Беларус» мощностью от 60 до 300 л.с. всех тяговых классов. Создание и освоение серийного производства широкой гаммы тракторов позволяет по новому подходить к формированию перспективных технологических комплексов машин по механизации обработки почвы и посева. Особое внимание в перспективном комплексе уделяется созданию специальной техники для минимальных ресурсосберегающих технологий обработки почвы и посева. Для этой цели наряду с известными агрегатами типа АКШ, созданы агрегаты комбинированные для минимальной обработки почвы АКМ-4, КПП-4, сеялка прямого посева СПП-3,6, чизельный культиватор КЧД-6. Применение этих машин на окультуренных почвах позволит снизить затраты ресурсов на 25-30%, уменьшить число проходов техники по полю и негативное ее воздействие на почву. Для совмещения операций предпосевной обработки почвы и посева зерновых и других культур созданы комбинированные агрегаты высокого технического уровня с пассивными и активными рабочими органами АПП-3, АПП-4,5 и АПП-6, АППА - 6. Применение этих агрегатов повышает производительность труда до 40% и снижает расход топлива на 2-3 кг/га в сравнении с отдельным применением агрегатов АКШ и пневматических сеялок СПУ.

Для механизации внесения удобрений и химических средств защиты растений проводится комплексное решение следующих задач. Сохранение и повышение плодородия почв непосредственно зависит от объемов применения удобрений. Так, по данным института почвоведения и агрохимии НАН Беларуси, в последние годы органических удобрений вносится в среднем 6,2 т/га пашни. В то время как по расчетным данным выход их составляет более 10 т/га. В республике не готовят торфонавозные, навозно-земляные и иные компосты, не строятся площадки с твердым покрытием для хранения навоза. Это привело к тому, что в ряде областей формируется отрицательный ба-

ланс гумуса. Однако перспективные технологии ускоренного приготовления компостов известны. Для этого необходимо разработать аэратор-смеситель, который будет являться базовой машиной в осуществлении технологии ускоренного "созревания" органических смесей.

Основными задачами в механизации уборки зерновых культур являются:

- формирование на базе собственного производства рационального состава парка зерноуборочных комбайнов в соответствии с научно обоснованными рекомендациями;

- организация на специализированных предприятиях в требуемых объемах производства техники для уборки незерновой части урожая.

Парк зерноуборочных комбайнов в республике с учетом их пропускной способности и урожайности культур должен комплектоваться комбайнами четырех классов: класса 6–8 кг/с (25 % от общего количества) – для хлебов с урожайностью 25–35 ц/га, класса 8–10 кг/с (50%) – с урожайностью 35–45 ц/га, класса 10–12 кг/с (15%) – с урожайностью 45–55 ц/га и класса свыше 14 кг/с (10%) – с урожайностью более 60 ц/га.

Резервом экономии затрат топлива является раздельная и двухфазная уборка, которая должна предусматриваться на 18–23% посевных площадей и применяться к неравномерно созревающим культурам (семенники трав, зернобобовые, гречиха), а также к полеглым, влажным и засоренным хлебам. На скашивании в валки необходимо освоить и применять навесную фронтальную жатку ЖТ–6, агрегарируемую с реверсивными тракторами Беларус–1221В и Беларус–1523В (1522В). Комплексное решение проблемы зерноуборки требует незамедлительного технического перевооружения зерноочистительно-сушильного хозяйства. С 2006 года предприятиями республики успешно освоено изготовление и осуществляется комплектная поставка зерноочистительно-сушильных комплексов 5 типоразмеров.

Основная задача в механизации кормопроизводства – повышение надежности и производительности кормоуборочных машин для обеспечения гарантированной заготовки кормов в оптимальные агросроки. Для обеспечения кошения трав в агротехнические сроки разработаны и освоены производством или разрабатываются широкозахватные косилки в блочно-модульном исполнении, оснащенные приспособлениями для ускорения сушки трав. Для ворошения и сгребания трав освоено производство роторных граблей-ворошилок ГВР–630, ГВР 320/420 и ГВЦ–3,0. Ворошение, вспушивание и оборачивание валков обеспечивает вспушиватель валков ВВ–1.

В последние годы в основном завершено формирование отечественного комплекса средств механизации картофелеводства. Вопрос

предпосадочного и послеуборочного протравливания картофеля решен путем разработки малообъемного протравливателя клубней ПКМ–15. Внедрены в производство культиваторы с пассивными и активными рабочими органами – модели ОКГ–4 и ПАН–3,0, обеспечивающие подготовку почвы для посадки картофеля на всех видах почв. Для крупнотоварных хозяйств начата поставка производимой на ОАО «Мотовело» картофелесажалки СК–4 с высаживающим аппаратом фирмы «Grimme». В ПО «Гомсельмаш» создан картофелеуборочный комбайн ПКК–2–02, соответствующий современным технологическим требованиям к уборке картофеля.

Механизация процессов производства молока в республике является одним из приоритетных направлений. Современный опыт ведения молочного животноводства в странах Европы показывает, что наиболее эффективной с точки зрения производительности, энергоемкости, качества молочного сырья и сохранности дойного стада является технология беспривязного (боксового) содержания животных с доением на специальных площадках в залах.

В республике взят курс на реконструкцию МТФ, предусматривающую производство молока с применением технологии беспривязного (боксового) содержания животных, с доением на специальных площадках. Для повышения технического уровня доильных установок, возможности автоматизации процесса доения, применения АСУ ТП на фермах КРС ведется отработка системы управления и исполнительных механизмов, обеспечивающих управление стадом на молочно-товарных фермах с АСУ ТП.

В области механизации свиноводства республики проводится ликвидация наметившегося отставания по освоению нового оборудования и машин для реконструируемых комплексов. Для оснащения комплексов применяется оборудование нового поколения. Данное оборудование по своему техническому уровню не уступает зарубежным аналогам, а по стоимости ниже на 30 – 40 %.

Разработано станочное оборудование для содержания подсосных свиноматок, осеменяемых и супоросных свиноматок, в конструкциях которого заложены новейшие технологические решения ведущих зарубежных фирм. Параллельно с испытаниями проведено освоение производства основных узлов станочного оборудования, что позволяет на 70 – 80 % обеспечить комплектацию реконструируемых свинокомплексов республики отечественным оборудованием.

*Выводы.* Переоснащение сельскохозяйственного производства республики необходимой техникой в соответствии с системой машин на 2006-2010 гг. максимально осуществляется машинами отечественного производства. При этом используются новые технологические процессы, материалы и наукоемкие компоненты.

Повышение качества и конкурентоспособности отечественных машин и оборудования проводится путем совершенствования их конструкции, заимствования лучших зарубежных узлов и комплектующих. Одновременно осуществляется технологическое переоснащение НИИ, КБ и заводов-изготовителей современными приборами, оборудованием, станками. Освоение системы машин на 2006-2010 гг., предназначенной для реализации научно-обоснованных технологий производства продукции основных сельскохозяйственных культур, позволит снизить удельные затраты топлива, труда и металла в среднем на 20...25%.

#### Литература

1. Самосюк В.Г. Система машин – научное обеспечение технического переоснащения сельскохозяйственного производства в Республике Беларусь/ Научно – технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Международной научно – практической конференции. // В.Г Самосюк – Минск, 2009. – Т.1. – С.3-9.

2. Самосюк, В.Г. Послеуборочная обработка зерна в хозяйствах Беларуси / В.Г. Самосюк, В.П. Чеботарев, И.В. Барановский, Е.И. Михайловский, А.А. Князев// Белорусское сельское хозяйство, Минск, 2009. № 7. С.48-52

### ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА РЕСПУБЛІКИ БІЛОРУСЬ

В.Г. Самосюк, В.П. Чеботарев

*Анотація* – розглянуто напрямки збільшення ефективності технологічних процесів механізації сільськогосподарського виробництва республіки. Встановлено, що високоефективне, економічно обґрунтоване виробництво сільськогосподарської продукції може бути забезпечено тільки на базі сучасних технологій і комплексів машин для їх здійснення.

### PERSPECTIVE DIRECTION INTENSIVELY AGRICULTURE PRODUCTION IN REPUBLIC OF BELARUS.

V. Samosyk, V. Chebotarev.

#### *Summary*

Make out direction effectiveness technological processes mechanisiring agriculture production republic. Establischen, effective agriculture production createn on basis contemporary technology.

УДК 631. 3. 06

## МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РУХУ КОМБІНОВАНОГО ПОСІВНОГО АГРЕГАТУ

Артёмов М.П., к.т.н.

*ХНТУ сільського господарства ім. П. Василенка*

Ярошенко П. М., інж.

*Сумський національний аграрний університет*

Тел. (06192) 42-25-85

**Анотація** - в результаті математичного моделювання були отримані п'ять рівнянь руху комбінованого посівного агрегату, які дають можливість оцінити стійкість руху машинно-тракторного агрегату в залежності від зношеності гідросистеми рульового керування.

**Ключові слова** - моделювання, математична модель, посівний агрегат, системи, широкозахватний агрегат, динамічних характеристик.

*Постановка проблеми.* У сучасному сільськогосподарському виробництві великого поширення набули широкозахватні агрегати, у тому числі і комбіновані, які агрегуються з енергонасиченими тракторами. Зростання розмірів, маси, інерції, а також швидкостей руху агрегатів, призводить до істотної зміни їх динамічних характеристик. Це призводить до погіршення стійкості і керованості під час виконання технологічного процесу.

Гідросистема рульового керування відноситься до однієї із складових систем управління рухом трактора. Вона полегшує роботу, збільшує швидкість повороту керованих коліс, але і вимагає до себе більшої уваги з боку механізатора.

*Аналіз основних досліджень та публікацій.* Складні механічні системи, до яких відноситься і машинно-тракторний агрегат (МТА), є пружними системами з нескінченним числом ступенів свободи. Вивчення руху таких суцільних пружних систем пов'язано з великими труднощами. Цими проблемами займалися такі вчені як Чудаков Д.А.[4], Смірнов Г.А.[5], Гуськов В.В.[6]. Технічна практика виробила багато різних прийомів побудови спрощених схем, які використовуються під час аналізу складних систем.

Одним з таких прийомів, який особливо широко використовується в сільському господарстві, є заміна реальної складної системи еквівалентною приведеною системою з кінцевим числом ступенів свободи [3,6,7]. Цей прийом доцільно використовувати і в даному випадку.

*Формулювання цілей статті.* Метою досліджень в даній роботі є моделювання руху комбінованого посівного МТА залежно від зношеності гідросистеми його рульового керування.

*Основна частина.* Одним із факторів, які впливають на виконання технологічної операції комбінованим посівним машинно-тракторним агрегатом, є відхилення центру мас складових елементів агрегату від прямолінійної траєкторії, що в цілому позначається на прямолінійності руху МТА. Для дослідження траєкторії руху МТА була розроблена динамічна модель (рис. 1), в якій елементи агрегату (сівалка, трактор і культиватор) були замінені масами  $m_1$ ,  $J_1$ ,  $m_2$ ,  $J_2$ ,  $m_3$ ,  $J_3$  відповідно. Зв'язки між масами  $m_1$ ,  $m_2$ ,  $m_3$  були вибрані як пружні елементи з круговими жорсткостями  $C_{12}$ ,  $C_{23}$ .

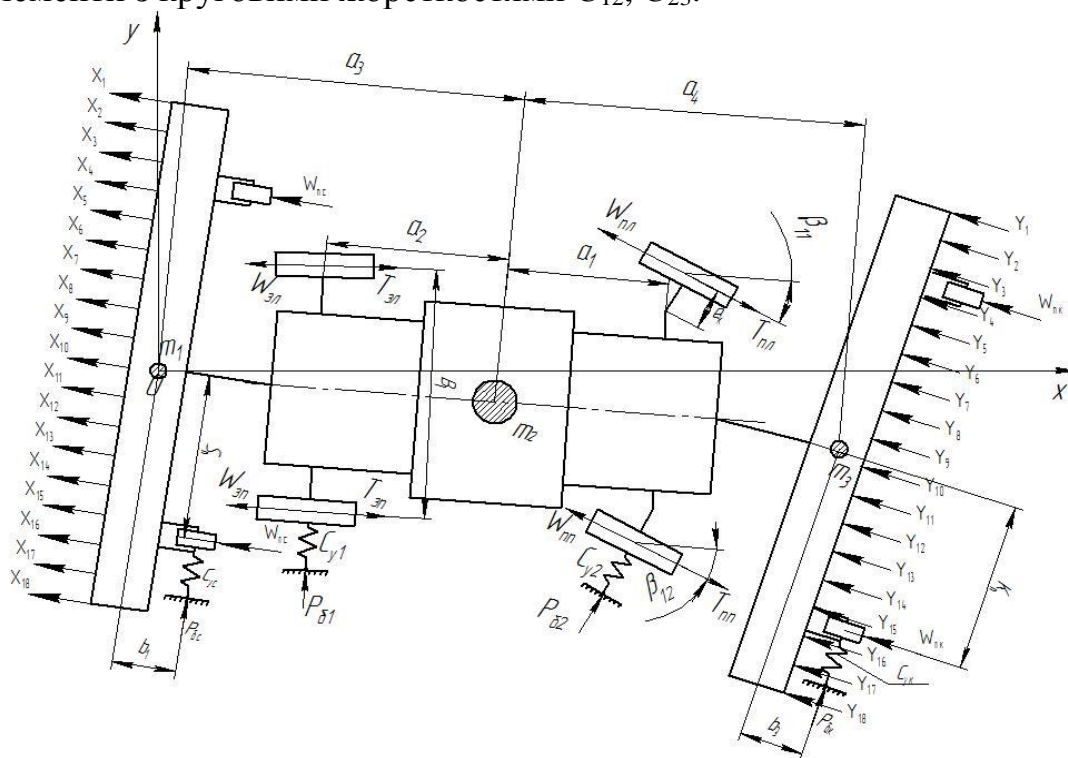


Рис. 1. Схема комбінованого посівного агрегату

Для створення математичної моделі були використані рівняння Лагранжа II-го роду:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i},$$

де  $\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3 + \Pi_4 + \Pi_5$  — потенційні енергії пружних елементів;  $q_i$  — узагальнені координати  $x, y, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ;



$$\begin{aligned}
Q_x - \frac{\partial \Pi}{\partial x} = & -(X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + X_5 + X_6 + X_7 + X_8 + X_9 + X_{10} + X_{11} + X_{12} + X_{13} + \\
& + X_{14} + X_{15} + X_{16} + X_{17} + X_{18} + W_{\text{лс}} + W_{\text{нс}}) \cos \varphi_1 - \left( \sqrt{S_{\text{л}}^2 + e_{\text{кк}}^2} \varphi_1 C_{\text{yc}} + \sqrt{S_{\text{н}}^2 + e_{\text{кк}}^2} \times \right. \\
& \times \left. \varphi_1 C_{\text{yc}} \right) \sin \varphi_1 + (T_{\text{лз}} + T_{\text{нз}} - W_{\text{лз}} - W_{\text{нз}}) \cos \varphi_2 + (T_{\text{лн}} - W_{\text{лн}}) \cos(\varphi_2 + \beta L) + (T_{\text{нн}} - \\
& - W_{\text{нн}}) \cos(\varphi_2 + \beta P) - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} \varphi_2 C_{\text{y1}} \right) \sin \varphi_2 - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_{\text{к}} + 4e_{\text{к}}^2} \times \right. \\
& \times \left. \varphi_2 + e_{\text{к}} \beta L \right) C_{\text{y2}} \sin \varphi_2 + \beta L + \beta P - (Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + Y_8 + Y_9 + Y_{10} + \\
& + Y_{11} + Y_{12} + Y_{13} + Y_{14} + Y_{15} + Y_{16} + Y_{17} + Y_{18} + W_{\text{лк}} + W_{\text{нк}}) \cos \varphi_3 - \left( \sqrt{K^2 + e_{\text{кк}}^2} \varphi_3 C_{\text{yк}} \right) \sin \varphi_3;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_y - \frac{\partial \Pi}{\partial y} = & -(X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + X_5 + X_6 + X_7 + X_8 + X_9 + X_{10} + X_{11} + X_{12} + X_{13} + \\
& + X_{14} + X_{15} + X_{16} + X_{17} + X_{18} + W_{\text{лс}} + W_{\text{нс}}) \sin \varphi_1 - \left( \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} \varphi_1 C_{\text{yc}} \right) \cos \varphi_1 + \\
& + (T_{\text{лз}} + T_{\text{нз}} - W_{\text{лз}} - W_{\text{нз}}) \sin \varphi_2 + (T_{\text{лн}} - W_{\text{лн}}) \sin(\varphi_2 + \beta L) + (T_{\text{нн}} - W_{\text{нн}}) \sin(\varphi_2 + \beta P) + \\
& + \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} \varphi_2 C_{\text{y1}} \right) \cos \varphi_2 - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_{\text{к}} + 4e_{\text{к}}^2} \varphi_2 + e_{\text{к}} \beta L \right) C_{\text{y2}} \cos \varphi_2 + \\
& + \beta L + \beta P - (Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + Y_8 + Y_9 + Y_{10} + Y_{11} + Y_{12} + Y_{13} + Y_{14} + \\
& + Y_{15} + Y_{16} + Y_{17} + Y_{18} + W_{\text{лк}} + W_{\text{нк}}) \sin \varphi_3 - \left( \sqrt{K^2 + e_{\text{кк}}^2} \varphi_3 C_{\text{yк}} \right) \cos \varphi_3;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1} = & \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} \varphi_1 C_{\text{yc}} e_{\text{кк}} - \frac{1}{9} X_{12} b_c + \frac{4}{9} X_2 b_c + \frac{1}{2} X_1 b_c - \frac{1}{6} X_{13} b_c - \frac{1}{2} X_{19} b_c - \frac{2}{9} X_{14} b_c + \\
& + \left( (X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + X_5 + X_6 + X_7 + X_8 + X_9 + X_{10} + X_{11} + X_{12} + X_{13} + X_{14} + \right. \\
& + X_{15} + X_{16} + X_{17} + X_{18} + W_{\text{лс}} + W_{\text{нс}}) \sin \varphi_1 - \left( \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} C_{\text{yc}} \right) \sin \varphi_1 - \left( \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} \varphi_1 C_{\text{yc}} \right) \times \\
& \times \cos \varphi_1) x + \left( -(X_1 + X_2 + X_3 + X_4 + X_5 + X_6 + X_7 + X_8 + X_9 + X_{10} + X_{11} + X_{12} + \right. \\
& + X_{13} + X_{15} + X_{16} + X_{17} + X_{18} + W_{\text{лс}} + W_{\text{нс}}) \cos \varphi_1 - \left( \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} C_{\text{yc}} \right) \cos \varphi_1 - \left( \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} \times \right. \\
& \times \left. \varphi_1 C_{\text{yc}} \right) \sin \varphi_1) y + \left( \sqrt{S^2 + e_{\text{кк}}^2} C_{\text{yc}} e_{\text{кк}} \right) \varphi_1 - C_{12}(\varphi_2 - \varphi_1) - \frac{7}{18} X_{17} b_c + \frac{1}{18} X_9 b_c - \frac{5}{18} X_{15} b_c \times \\
& \times \frac{1}{9} X_8 b_c + \frac{1}{6} X_7 b_c - \frac{1}{3} X_{16} b_c - \frac{4}{9} X_{18} b_c + \frac{2}{9} X_6 b_c + \frac{5}{18} X_5 b_c + W_{\text{нс}} S_{\text{н}} - W_{\text{лс}} S_{\text{л}} - \frac{1}{18} X_{11} b_c + \\
& + \frac{1}{3} X_4 b_c + \frac{7}{18} X_3 b_c;
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\varphi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2} = & \left( -(T_{\text{л3}} + T_{\text{н3}} - W_{\text{л3}} - W_{\text{н3}}) \sin \varphi_2 + (T_{\text{лн}} - W_{\text{лн}}) \sin(\varphi_2 + \beta L) + (T_{\text{нн}} - W_{\text{нн}}) \times \right. \\
& \times \sin(\varphi_2 + \beta P) - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} + \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} \right) \sin \varphi_2 - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} \varphi_2 C_{y1} + \right. \\
& + \left. \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} \varphi_2 C_{y1} \right) \cos \varphi_2 - \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} C_{y2} \sin(\varphi_2 + \beta L) - \\
& - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \varphi_2 + e_\kappa \beta L \right) C_{y2} \cos(\varphi_2 + \beta L) - \\
& - \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} C_{y2} \sin(\varphi_2 + \beta P) - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \varphi_2 + \right. \\
& + \left. e_\kappa \beta P \right) C_{y2} \cos(\varphi_2 + \beta P)) x + ((T_{\text{л3}} + T_{\text{н3}} - W_{\text{л3}} - W_{\text{н3}}) \cos \varphi_2 + (T_{\text{лн}} - W_{\text{лн}}) \cos(\varphi_2 + \beta L) + \\
& + (T_{\text{нн}} - W_{\text{нн}}) \cos(\varphi_2 + \beta P) + \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} + \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} \right) \cos \varphi_2 - \\
& - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} + \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} \right) \sin \varphi_2 - \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} C_{y2} \times \\
& \times \cos(\varphi_2 + \beta L) + \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} (\varphi_2 + e_\kappa \beta L) C_{y2} \sin(\varphi_2 + \beta L) - \\
& - \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} C_{y2} \cos(\varphi_2 + \beta P) + \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \times \\
& \times (\varphi_2 + e_\kappa \beta P) C_{y2} \sin(\varphi_2 + \beta P)) y + \left( - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} + \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} C_{y1} \right) a_2 - \right. \\
& - \frac{1}{4} (4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2) C_{y2} \sin \left( \beta L - \arctg \left( \frac{a_1^2}{\frac{1}{2} B_t - e_\kappa} \right) \right) + \frac{1}{4} (4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + \\
& + 4e_\kappa^2) C_{y2} \sin \left( \beta P - \arctg \left( \frac{a_1^2}{\frac{1}{2} B_t - e_\kappa} \right) \right) \left. \right) \varphi_2 + \frac{1}{2} (T_{\text{л3}} - W_{\text{л3}}) B_t - \frac{1}{2} (T_{\text{н3}} - W_{\text{н3}}) B_t + \\
& + (T_{\text{лн}} - W_{\text{лн}}) \left( e_\kappa + \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \cos \left( \beta L - \arctg \left( \frac{a_1^2}{\frac{1}{2} B_t - e_\kappa} \right) \right) \right) - \\
& - (T_{\text{нн}} - W_{\text{нн}}) \left( e_\kappa + \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \cos \left( \beta P - \arctg \left( \frac{a_1^2}{\frac{1}{2} B_t - e_\kappa} \right) \right) \right) -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& - \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} \varphi_2 C_{y1} + \frac{1}{2} \sqrt{4a_2^2 + B_t^2} \varphi_2 C_{y1} \right) a_2 - \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \varphi_2 + \right. \\
& + e_\kappa \beta L \left. \right) C_{y2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \sin \left( \beta L - \arctg \left( \frac{a_1^2}{\frac{1}{2} B_t - e_\kappa} \right) \right) + \\
& + \frac{1}{2} \left( \frac{1}{2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \varphi_2 + e_\kappa \beta L \right) C_{y2} \sqrt{4a_1^2 + B_t^2 - 4B_t e_\kappa + 4e_\kappa^2} \times \\
& \times \sin \left( \beta P - \arctg \left( \frac{a_1^2}{\frac{1}{2} B_t - e_\kappa} \right) \right) + C_{12} (\varphi_2 - \varphi_1) - C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Q_{\varphi_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_3} = & \frac{5}{18} Y_5 b_k + \frac{4}{9} Y_2 b_k + \frac{1}{3} Y_4 b_k - \frac{1}{3} Y_{16} b_k - \frac{5}{18} Y_{15} b_3 - \frac{2}{9} Y_{14} b_k - \frac{1}{6} Y_{13} b_k - \frac{1}{9} Y_{12} b_k - \\
& - \frac{1}{18} Y_{11} b_k + W_{нк} K_n - W_{лк} K_l + \frac{7}{18} Y_3 b_k + \frac{1}{2} Y_1 b_k + ((Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5 + Y_6 + Y_7 + \\
& + Y_8 + Y_9 + Y_{10} + Y_{11} + Y_{12} + Y_{13} + Y_{14} + Y_{15} + Y_{16} + Y_{17} + Y_{18} + W_{лк} + W_{нк}) \sin \varphi_3 - \\
& - \left( \sqrt{K^2 + e_{кк}^2} C_{yк} \right) \sin \varphi_3 - \left( \sqrt{K^2 + e_{кк}^2} \varphi_3 C_{yк} \right) \cos \varphi_3 \times + (- (Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5 + Y_6 + \\
& + Y_7 + Y_8 + Y_9 + Y_{10} + Y_{11} + Y_{12} + Y_{13} + Y_{14} + Y_{15} + Y_{16} + Y_{17} + Y_{18} + W_{лк} + W_{нк}) \cos \varphi_3 - \\
& - \left( \sqrt{K^2 + e_{кк}^2} C_{yк} \right) \cos \varphi_3 - \left( \sqrt{K^2 + e_{кк}^2} \varphi_3 C_{yк} \right) \sin \varphi_3 \times y + \left( \sqrt{K^2 + e_{кк}^2} C_{yк} e_{кк} \right) \varphi_3 + \frac{2}{9} Y_6 b_k + \\
& + C_{23} (\varphi_3 - \varphi_2) + \frac{1}{9} Y_8 b_k + \frac{1}{18} Y_9 b_k - \frac{4}{9} Y_{18} b_k - \frac{7}{18} Y_{17} b_k + \frac{1}{6} Y_7 b_k + \left( \sqrt{K^2 + e_{кк}^2} C_{yк} e_{кк} \right) \times \\
& \times \varphi_3 C_{yк} e_{кк};
\end{aligned}$$

$m_1, I_1$  – маса і момент інерції сівалки;

$m_2, I_2$  – маса і момент інерції трактора;

$m_3, I_3$  – маса і момент інерції культиватора;

$L$  – колісна база трактора;

$B_t$  – колія трактора;

$\beta$  – кут повороту керуючих коліс трактора.

Повні рівняння руху окремих елементів системи не наводяться внаслідок їх громіздкості.

Бічні реакції ґрунту на колеса МТА виражені залежностями:

$$\begin{aligned}
P_{\delta c} &= \sqrt{S^2 + e_{кк} C_{yк}}; \\
P_{\delta 1} &= \left( \sqrt{a_1^2 + \left( \frac{1}{2} B_t - e_\kappa \right)^2} + e_\kappa \beta P \right) C_{y1}; \\
P_{\delta 2} &= \left( \sqrt{a_1^2 + \left( \frac{1}{2} B_t - e_\kappa \right)^2} + e_\kappa \beta L \right) C_{y2};
\end{aligned}$$

$$P_{\delta k} = \sqrt{K^2 + e_{kk} C_{yk}},$$

де  $P_{\delta c}$  – бічна реакція на опорно-приводні колеса сівалки;

$P_{\delta 1}$  – бічна реакція на задні колеса трактора;

$P_{\delta 2}$  – бічна реакція на передні колеса трактора;

$P_{\delta k}$  – бічна реакція на опорні колеса культиватора.

Тоді, коефіцієнти переводу геометричних зв'язків будуть наступними:

$$x_2 = x_1 + a_1 \sin \varphi_1 + a_2 \sin \varphi_2;$$

$$y_2 = y_1 + a_1 \cos \varphi_1 + a_2 \cos \varphi_2;$$

$$x_3 = x_2 + a_3 \sin \varphi_2 + a_4 \sin \varphi_3;$$

$$y_3 = y_2 + a_3 \cos \varphi_2 + a_4 \cos \varphi_3.$$

В свою чергу кінетична енергія системи буде складатись із наступних елементів:

$$T = T_{1n_x} + T_{1n_y} + T_{1o\delta} + T_{2o\delta} + T_{3o\delta},$$

де  $T_{1n}$  і  $T_{1o\delta}$  – кінетичні енергії поступального та обертального руху сівалки;

$T_{1_x} = \frac{m_1 (\dot{x})^2}{2}$  – кінетична енергія поступального руху сівалки вздовж осі  $OX$ ;

$T_{1_y} = \frac{m_1 (\dot{y})^2}{2}$  – кінетична енергія поступального руху сівалки вздовж осі  $OY$ ;

$T_{1o\delta} = \frac{I_1 (\dot{\varphi}_1)^2}{2}$  – кінетична енергія обертального руху сівалки;

$T_{2o\delta} = \frac{I_2 (\dot{\varphi}_2)^2}{2}$  – кінетична енергія обертального руху рами трактора;

$T_{3o\delta} = \frac{I_3 (\dot{\varphi}_3)^2}{2}$  – кінетична енергія обертального руху культиватора.

*Висновки.* Запропонована математична модель руху комбінованого посівного машинно-тракторного агрегату, яка враховує пружні властивості з'єднань між елементами агрегату, а також впливи витоків в гідросистемі рульового керування, дозволяє отримати траєкторію руху центрів мас усіх вказаних вище елементів. Це, в подальшому, дозволяє оцінити міру відхилення траєкторії руху МТА від прямолінійності, що дасть змогу зменшити витрати на вирощування цукрового буряка.

#### Література

1. Антощенко Р. В. Підвищення ефективної експлуатації комбінованих ґрунтообробно-посівних агрегатів: автореф. дис. на здобуття

наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 «Машины і засоби механізації с.-г. виробництва». – Харків, 2010. – 21 с.

2. *Артемов Н. П.* Повышение устойчивости движения пахотного агрегата при изменении технических параметров системы управления: дисс. кандидата техн. наук: 05.05.11. «Машины и средства механизации с.-х. производства» – Харьков, 2006. – 179 с.

3. *Поливаев О. И.* Влияние упругодемпфирующего привода ведущих колес на поворачиваемость МТА/О. *И. Поливаев, А. И. Беляев, Е. М. Попов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000.-№ 3. – с. 19-22.

4. *Чудаков Д. А.* Основы теории и расчета трактора и автомобиля./Д. А. Чудаков// Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: «Колос», 1972. – 384с.

5. *Смирнов Г.А.* Теория движения колесных машин: Учеб. для студентов машиностроит. спец. вузов. – 2-е изд., доп. и перераб. – М.: «Машиностроение», 1990. – 352с.: ил.

6. *Гуськов В.В.* Тракторы: Теория / В.В. Гуськов и др. Под общ. ред. В.В. Гуськова. – М.: «Машиностроение», 1988. – 376с.: ил.

7. *Ходес И. В.* Оценка управляемости двухосной колесной машины/ *И. В. Ходес, А. В. Победин, И. В. Колосов* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. №2.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ КОМБИНИРОВАННОГО ПОСЕВНОГО АГРЕГАТА

П.Н. Ярошенко, Н.П. Артемов

**Аннотация** - в результате математического моделирования были получены пять уравнений движения комбинированного посевного агрегата, которые дают возможность оценить устойчивость движения машинно-тракторного агрегата в зависимости от изношенности гидросистемы рулевого управления.

## MATHEMATICAL MODEL OF MOTIONS OF THE COMBINED SOWING ASM

P. Yaroshenko, N. Artiomov

### *Summary*

The five equations of motions of the combined sowing asm, which enable to estimate stability of motion of the combined sowing asm depending on wearing out of steering management hydraulic system were got as a result of mathematical design.

УДК 631.354:631.3072:876.5

## ПОБУДОВА РОЗРАХУНКОВОЇ МОДЕЛІ ВІДНОСНОГО РУХУ ПРИЧІПНОГО ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ

Булгаков В.М., чл.-кор.НААНУ, д.т.н.

*Національна академія аграрних наук України*

Гриник І.В., чл.-кор.НААНУ, д.с-г.н.

*Національна академія аграрних наук України*

Леженкін О.М., д.т.н. (РФ)

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

тел. (0619) 42-68-74

**Анотація** – в статті наводиться розрахункова схема причіпного збирального агрегату, аналіз діючих на нього сил та методика побудови математичної моделі відносного руху причіпного зернозбирального агрегату у вигляді диференціальних рівнянь.

**Ключові слова** – диференціальні рівняння, відносний рух, причіпний зернозбиральний агрегат, розрахункова схема, очос рослин.

*Постановка проблеми.* Виробництво зерна є провідною галуззю сільського господарства України. Щорічно зерновими культурами засівається понад 9 млн.га.

Збирання та післязбиральна обробка зерна – фінішні операції з виробництва зернових культур. Вони підводять підсумок всьому комплексу попередніх робіт з оптимального вибору районованих сортів, підготовці насіння ґрунтообробці, сівби, догляду за рослинами. Разом з тим, це найбільш ресурсоємні операції. Так, експлуатаційні витрати на збирання врожаю з поля і його транспортування на господарський пункт післязбиральної обробки зерна становить 50...55% всіх витрат на його вирощування. Це обґрунтовує необхідність постійного вдосконалення технологій збирання та технічних засобів їх реалізації.

Однак, зерновиробництво в Україні оснащено незадовільно. В країні спостерігається серйозне скорочення парку зернозбиральних комбайнів у сільгоспприємствах і їх досить значне фізичне зношування. Загальна кількість комбайнів за 17 років зменшилося більш ніж в 2,5 рази. Одним із шляхів вирішення даної проблеми є розробка модульної збиральної техніки із застосуванням методу очісування рослин на корені...

Протягом більше трьох десятиків років велися роботи з теоретичного обґрунтування очошуючих пристроїв. Лідером у цьому напрямку була лабораторія збиральних машин створена у Мелітопольському інституті механізація сільського господарства (зараз Таврійський державний агротехнологічний університет). Ініціатором і керівником робіт зі створення очошуючих пристроїв був П.А.Шабанов.

Роботи Шабанова П.А., Голубєва І.К., Данченко М.М., Гончарова Б.І., Повіляя В.М., Цибульникова В.М. являється теоретичним фундаментом для розробки і обґрунтування конструктивних параметрів та режимів роботи очошуючих пристроїв.

Ці роботи спрямовані, головним чином, на створення комбайну з очошуючим пристроєм.

Але дослідження динаміки агрегату це окрема задача, яка спрямована на обґрунтування наукових основ стійкого руху зернозбирального агрегату (рис.1).



Рис. 1. Загальний вигляд збирального агрегату.

*Аналіз останніх публікацій.* Роботу з теорії руху сільськогосподарських машин і агрегатів почав засновник землеробської механіки академік В.П.Горячкін. Він вказав на необхідність встановлення правильних співвідношень між діючими на машини силами з однієї сторони та їхніми масами, швидкостями, режимами роботи з іншої. Запропонована ним теорія мас і швидкостей машин певним чином пов'язана з дослідженням динаміки та стійкості їх руху [1].

Подальше продовження досліджень динаміки сільськогосподарських агрегатів знайшло своє відображення в роботах П.М.Василенко

[2, 3]. Стосовно причіпних сільськогоспо-дарських агрегатів найбільш повно питання динаміки та стійкості їх руху наведені в роботах [4, 5], де причіпна машина розглядається як фізичний маятник, що робить рух на горизонтальній площині і на схилі під дією сил опору робочих органів та з урахуванням реакцій шин опорних коліс.

Теоретичні основи загального аналізу динаміки механічної системи розглянуті в роботі [6].

Питання динаміки та стійкості руху окремих ланок причіпного зернозбирального агрегату наведені в роботах [7, 8, 9, 10].

*Невирішені питання.* Загальні питання динаміки та стійкості руху агрегатів відомі [1, 2, 3, 4, 5]. Методика складання диференціальних рівнянь руху механічної системи теж відома [6]. Але, разом з тим, виникає задача побудування математичної моделі відносного руху причіпного зернозбирального агрегату, використовуючи загальновідому методику складання диференціальних рівнянь.

*Формулювання цілей статті.* Побудувати математичну модель причіпного зернозбирального агрегату у вигляді диференціальних рівнянь його відносного руху.

*Основна частина.* Розглянемо рух збирального агрегату (рис.1), що складається із трактора МТЗ-80, причіпної збиральної машини очолюючого типу та двохосового причепа-візка 2ПТС-4.0, який служить для збору обчесаного вороху зернових.

Збиральний агрегат являє собою трьохланкову механічну систему, переносний рух якої є поступальним прямолінійним. Для спрощення аналізу приймемо, що центр мас трактора в переносному русі рухається рівномірно, тобто  $V_0 = \text{const}$ . Переносний рух агрегату відбувається разом із площиною  $X_1O_1Y_1$  рис. 2 [11]. Під впливом зовнішніх чинників (нерівностей поверхні поля) ланки агрегату починають робити відносний рух.

Збиральний агрегат має п'ять ступенів вільності. Отже, його відносний рух буде визначатися п'ятьма узагальненими координатами.

Розглянемо один по одному кожну з них. Трактор у відносному русі має два ступені вільності, його положення будуть визначати дві узагальнені координати.

Переміщення центра мас трактора уздовж осі  $O_1X_1$  визначиться узагальненою координатою  $X_{S1}$ , поворот навколо осі, що проходить через центр мас трактора – узагальненою координатою  $\varphi_1$ . Аналогічним чином, поворот збиральної машини щодо точки причепа позначимо узагальненою координатою  $\varphi_2$ .

Причіп 2ПТС-4.0 являє собою дволанковий кінематичний ланцюг, що має два ступені волі. Як узагальнені координати приймаємо кути повороту  $\varphi_3$  і  $\varphi_4$  (рис. 2).

При дослідженні динаміки збирального агрегату дуже важливим



етапом є правильне визначення сил діючих на агрегат.

Розглянемо спочатку сили, що діють на колеса агрегату.

На колеса збирального агрегату діють дві групи сил. Перша група сил, що діє на колеса збирального агрегату – це сили пружності шин, що виникають при їх поперечному зрушенні ( $\bar{T}_{A1}, \bar{T}_{A2}, \bar{T}_{B1}, \bar{T}_{B2}, \bar{T}_{L1}, \bar{T}_{L2}, \bar{T}_{N1}, \bar{T}_{N2}$ ), а також моменти сил пружності шин, що виникають при скручуванні кожної шини щодо осі, перпендикулярної поверхні поля ( $M_{A1}, M_{A2}, M_{B1}, M_{B2}, M_{L1}, M_{L2}, M_{N1}, M_{N2}, M_{K1}$  и  $M_{K2}$ ) (рис. 2).

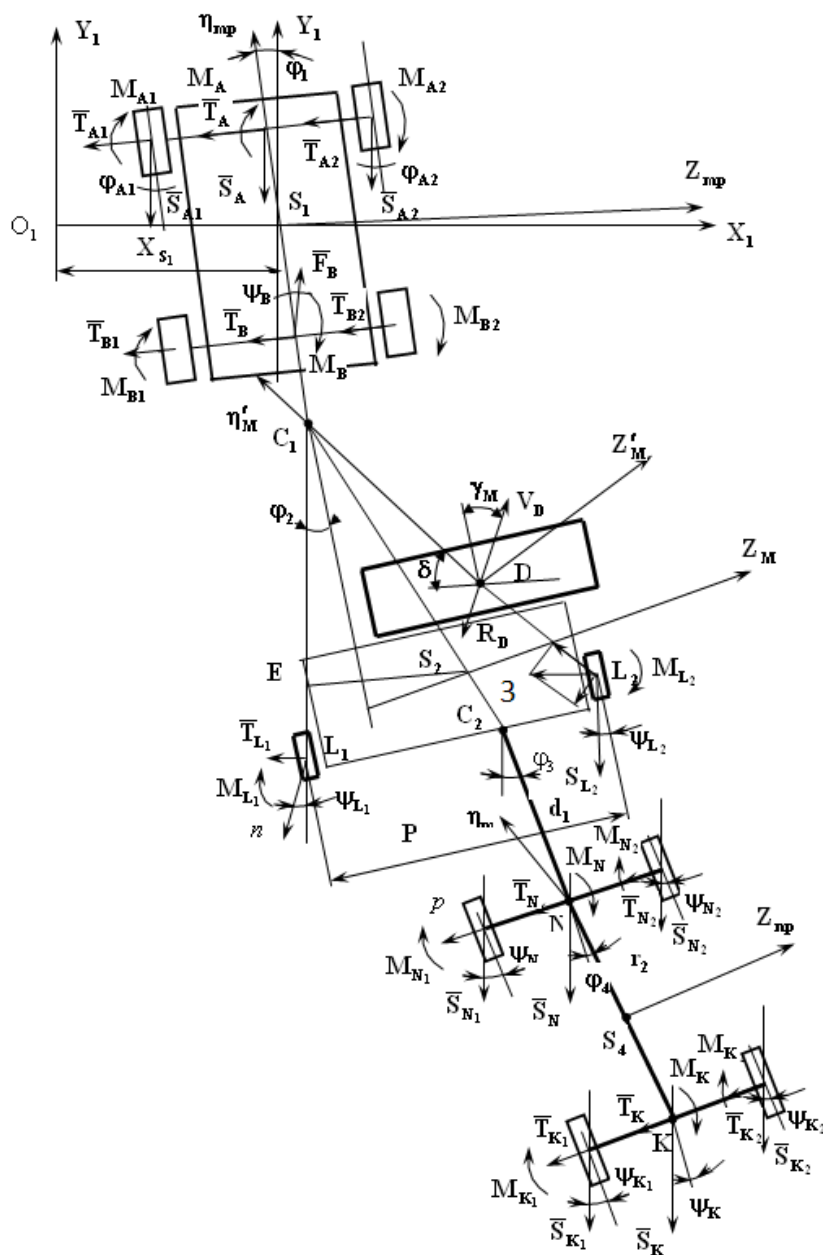


Рис. 2. Розрахункова схема збирального агрегату де  $\bar{T}_{A1}$  і  $\bar{T}_{A2}$  - сили пружності шин, що виникають при поперечному зсуві передніх коліс трактора, щодо опорної поверхні;

$\bar{T}_{B1}$  і  $\bar{T}_{B2}$  - сили пружності шин, що виникають при поперечному зсуві задніх коліс трактора щодо опорної поверхні;

$\bar{T}_{L1}$  і  $\bar{T}_{L2}$  - сили пружності шин, що виникають при поперечному зсуві лівого й правого коліс збиральної машини щодо опорної поверхні;

$\bar{T}_{N1}$  і  $\bar{T}_{N2}$  - сили пружності шин, що виникають при поперечному зсуві передніх коліс причепа 2ПТС-4.0 щодо опорної поверхні;

$M_{A1}$  і  $M_{A2}$  - моменти сил пружності шин передніх коліс трактора, що виникають при скручуванні кожної шини щодо осі перпендикулярної поверхні поля;

$M_{B1}$  і  $M_{B2}$  - моменти сил пружності шин задніх коліс трактора, що виникають при скручуванні кожної шини щодо осі перпендикулярної поверхні поля;

$M_{L1}$  і  $M_{L2}$  - моменти сил пружності шин коліс збиральної машини, що виникають при скручуванні кожної шини щодо осі перпендикулярної поверхні поля;

$M_{N1}$  і  $M_{N2}$ ;  $M_{K1}$  і  $M_{K2}$  - моменти сил пружності шин передніх і задніх коліс причепа, що виникають при скручуванні кожної шини щодо осі перпендикулярної поверхні поля.

Друга група сил, що діють на колеса збирального агрегату – це сили опору перекочуванню агрегату по полю ( $\bar{S}_{A1}$ ,  $\bar{S}_{A2}$ ,  $\bar{S}_{L1}$ ,  $\bar{S}_{L2}$ ,  $\bar{S}_{N1}$ ,  $\bar{S}_{N2}$ ,  $\bar{S}_{K1}$ ,  $\bar{S}_{K2}$ ) (рис. 2), де:

$\bar{S}_{A1}$  і  $\bar{S}_{A2}$  - сили опору перекочуванню передніх коліс трактора;

$\bar{S}_{L1}$  і  $\bar{S}_{L2}$  - сили опору перекочуванню коліс збиральної машини;

$\bar{S}_{N1}$  і  $\bar{S}_{N2}$  - сили опору перекочуванню передніх коліс причепа;

$\bar{S}_{K1}$  і  $\bar{S}_{K2}$  - сили опору перекочуванню задніх коліс причепа.

Крім того, є ще одна група сил, що діють на збиральний агрегат. Це сили опору виникаючі при роботі очошуючого пристрою. Замінімо їхню дію головним вектором  $\bar{R}_D$ , що прикладений у т. D (рис. 2).

Для складання диференціальних рівнянь, необхідно спочатку знайти кінетичну енергію системи.

Кінетична енергія системи у відносному русі складається з кінетичної енергії трактора  $T_{тр}$ , кінетичної енергії збиральної машини  $T_{у.м.}$  і кінетичної енергії причепа  $T_{пр}$ :

$$T = T_{тр} + T_{у.м.} + T_{пр}. \quad (1)$$

Тому що трактор робить обертовий рух щодо його центра мас і поступальний рух центра мас щодо рухливої площини  $X_1O_1Y_1$  то його кінетична енергія буде:

$$T_{тр} = T_{вр} + T_{пост}, \quad (2)$$

де  $T_{вр}$  – кінетична енергія трактора при його обертанні щодо центра мас;

$T_{пост}$  – поступальний рух центра мас щодо рухливої площини  $X_1O_1Y_1$ .

Кінетична енергія тіла здійснюючий обертовий рух визначається із співвідношення [6]:

$$T = \frac{I_z \cdot \omega^2}{2}, \quad (3)$$

де  $I_z$  – момент інерції твердого тіла щодо осі  $Z$ ;

$\omega$  - кутова швидкість.

У нашому випадку кінетична енергія обертового руху буде:

$$T_{вр} = \frac{I_{s1} \cdot \dot{\phi}_1^2}{2}, \quad (4)$$

де  $I_{s1}$  - момент інерції трактора щодо вертикальної осі минаючої через центр мас трактора;

$\dot{\phi}_1$  - узагальнена швидкість ( $\dot{\phi}_1 = \frac{d\phi_1}{dt}$ ).

Кінетична енергія тіла, що робить поступальний рух знаходиться із залежності [6]:

$$T_{пост} = \frac{m \cdot V^2}{2}, \quad (5)$$

де  $m$  - маса тіла;

$V$  – поступальна швидкість.

У нашому випадку кінетична енергія поступального руху буде:

$$T_{пост} = \frac{m_{тр} \cdot \dot{X}_{s1}}{2}, \quad (6)$$

де  $m_{тр}$  – маса трактора;

$\dot{x}_{s1}$  – узагальнена швидкість  $\dot{x}_{s1} = \frac{dx_{s1}}{dt}$ .

Підставляємо залежності (5) і (6) у вираз (2) і одержуємо кінетичну енергію трактора:

$$T_{тр} = \frac{1}{2} (I_{s1} \cdot \dot{\phi}_1^2 + m_{тр} \cdot \dot{X}_{s1}^2). \quad (7)$$

Виходячи з того, що збиральна машина робить плоскопаралельний рух, її кінетична енергія визначиться з виразу:

$$T_{у.м.} = \frac{1}{2} (I_{C_1} \cdot \dot{\phi}_2^2 + m_{у.м.} \cdot V_{S_2O_1}^2), \quad (8)$$

де  $I_{C_1}$  – момент інерції збиральної машини щодо вісі, що проходить через точку причепа  $C_1$  збиральної машини;

$\dot{\phi}_2$  - узагальнена швидкість, ( $\dot{\phi}_2 = \frac{d\phi_2}{dt}$ );

$m_{y.m.}$  – маса збиральної машини;

$V_{S_2O_1}$  – швидкість центра мас збиральної машини щодо площини  $X_1O_1Y_1$ .

Центр мас збиральної машини щодо площини  $X_1O_1Y_1$  робить складний рух, його швидкість при цьому буде:

$$\bar{V}_{S_2} = \bar{V}_{S_1} + \bar{V}_{C_1S_1} + \bar{V}_{S_2C_1}, \quad (9)$$

де  $V_{S_1}$  - швидкість центра мас по осі  $O_1X_1$ ; її модуль  $V_{S_1} = \dot{X}_{S_1}$ ;

$\bar{V}_{C_1S_1}$  - лінійна швидкість точки причепа  $C_1$  в обертовому русі щодо центра мас трактора  $S_1$ , її модуль  $V_{C_1S_1} = \dot{\phi}_1 \cdot S_1C_1$ ;

$\bar{V}_{S_2C_1}$  - лінійна швидкість центра мас збиральної машини  $S_2$  в обертовому русі щодо точки причепа  $C_1$ , її модуль  $V_{C_1S_2} = \dot{\phi}_2 \cdot C_1S_2$ .

Тоді модуль швидкості центра мас збиральної машини щодо площини  $X_1O_1Y_1$  буде дорівнювати:

$$V_{S_2} = \dot{X}_{S_1} + \dot{\phi}_1 \cdot S_1C_1 + \dot{\phi}_2 \cdot C_1S_2. \quad (10)$$

Підставимо рівняння (10) у вираження (8) і знайдемо значення кінетичної енергії збиральної машини:

$$T_{y.m.} = \frac{1}{2} \left[ I_{S_2} \dot{\phi}_2^2 + m_{y.m.} (\dot{X}_{S_1} + \dot{\phi}_1 S_1C_1 + \dot{\phi}_2 C_1S_2)^2 \right]. \quad (11)$$

Для спрощення виразу (3.11) введемо позначення лінійних розмірів  $S_1C_1 = a$ ,  $C_1S_2 = b$ :

$$T_{y.m.} = \frac{1}{2} \left[ I_{S_2} \dot{\phi}_2^2 + m_{y.m.} (\dot{X}_{S_1} + \dot{\phi}_1 \cdot a + \dot{\phi}_2 \cdot b)^2 \right]. \quad (12)$$

Кінетична енергія причепа у відносному русі на площині  $X_1O_1Y_1$  обчислюється із співвідношення:

$$T_{np} = \frac{1}{2} \left[ I_{C_2} \dot{\phi}_3^2 + I_N \dot{\phi}_4^2 + m_{np} \cdot V_{S_4O_1}^2 \right], \quad (13)$$

де  $I_{C_2}$  – момент інерції дишла причепа щодо вертикальної осі, що проходить через точку  $C_2$ ;

$I_N$  – момент інерції причепа щодо його вертикальної центральної осі;

$V_{S_4O_1}$  - лінійна швидкість причепа в обертовому русі центра мас причепа  $S_4$  щодо точки  $O_1$ ;

$m_{np}$  – маса причепа.

Центр мас причепа, щодо точки  $N$  робить складний рух, його абсолютна швидкість буде дорівнювати сумі:

$$V_{S_4O_1} = \bar{V}_{S_1} + \bar{V}_{C_1S_1} + \bar{V}_{C_2C_1} + \bar{V}_{NC_2} + \bar{V}_{S_4N}, \quad (14)$$

де  $\bar{V}_{C_2C_1}$  - лінійна швидкість точки  $C_2$  в обертовому русі щодо точки  $C_1$ , приєднання збиральної машини до трактора;

$\bar{V}_{NC_2}$  - лінійна швидкість точки  $N$  щодо точки  $C_2$ , приєднання причепа до збиральної машини;

$\bar{V}_{S_4N}$  - лінійна швидкість центра мас причепа  $S_4$  в обертовому русі щодо точки  $N$ .

Модулі цих швидкостей визначаються з виразів:

$$V_{C_2C_1} = \dot{\phi}_2 \cdot C_2C_1, \quad V_{NC_2} = \dot{\phi}_3 \cdot NC_2, \quad V_{S_4N} = \dot{\phi}_4 \cdot S_4N.$$

Введемо позначення  $C_2C_1 = n$ ;  $NC_2 = d_1$ ;  $S_4N = r_2$ .

Тоді:  $V_{C_2C_1} = \dot{\phi}_2 \cdot n$ ,  $V_{NC_2} = \dot{\phi}_3 \cdot d_1$ ,  $V_{S_4N} = \dot{\phi}_4 \cdot r_2$ .

Модуль швидкості центра мас причепа щодо центра  $O_1$  буде:

$$V_{S_4O_1} = \dot{X}_1 + \dot{\phi}_1 \cdot a + \dot{\phi}_2 \cdot n + \dot{\phi}_3 \cdot d_1 + \dot{\phi}_4 \cdot r_2. \quad (15)$$

Підставимо вираз (15) у рівняння (13)

$$T_{np} = \frac{1}{2} \left[ I_{S_3} \dot{\phi}_3^2 + I_{S_4} \dot{\phi}_4^2 + m_{np} (\dot{X}_{S_1} + \dot{\phi}_1 \cdot a + \dot{\phi}_2 \cdot n + \dot{\phi}_3 \cdot d_1 + \dot{\phi}_4 \cdot r_2)^2 \right] \quad (16)$$

Таким чином, остаточно, кінетична енергія збирального агрегату буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} \left[ I_{S_1} \dot{\phi}_1^2 + I_{S_2} \dot{\phi}_2^2 + I_{S_3} \dot{\phi}_3^2 + I_{S_4} \dot{\phi}_4^2 + \dot{X}_{S_1}^2 (m_{np} + m_{y.m.} + m_{np}) + \right. \\ & + 2\dot{X}_{S_1} \dot{\phi}_1 a (m_{y.m.} + m_{np}) + 2\dot{X}_{S_1} \dot{\phi}_2 b m_{y.m.} + \dot{\phi}_1^2 a^2 m_{y.m.} + \dot{\phi}_2^2 b^2 m_{y.m.} + \\ & + 2\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 a b m_{y.m.} + 2\dot{X}_{S_1} \dot{\phi}_2 n m_{np} + 2\dot{X}_{S_1} \dot{\phi}_4 r_2 m_{np} + \dot{\phi}_1^2 a^2 m_{np} + \\ & + 2\dot{X}_{S_1} \dot{\phi}_3 d_1 m_{np} + 2\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 a n m_{np} + 2\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_3 a d_1 m_{np} + \dot{\phi}_2^2 n^2 m_{np} + \\ & \left. + 2\dot{\phi}_3 \dot{\phi}_2 d_1 n m_{np} + 2\dot{\phi}_1 \dot{\phi}_4 a r_2 m_{np} + 2\dot{\phi}_3^2 d_1^2 m_{np} + 2\dot{\phi}_4 \dot{\phi}_2 r_2 n m_{np} \right] \quad (17) \end{aligned}$$

Визначаємо узагальнені сили  $Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5$  для чого використаємо вираз [6]:

$$Q_i = \frac{\sum \delta A_k}{\delta q_i}, \quad (18)$$

де  $\sum \delta A_k$  - повна елементарна робота діючих на систему сил;

$\delta q_i$  - елементарні прирости узагальнених координат.

З метою спрощення визначення елементарних робіт, що діють на агрегат сил і моментів, введемо наступні позначення:

$\bar{T}_A = \bar{T}_{A1} + \bar{T}_{A2}$  - головний вектор сил пружності шин передніх коліс трактора, що виникає при їх поперечному зсуві, прикладений у точці  $A$  (рис. 2);

$\bar{T}_B = \bar{T}_{B1} + \bar{T}_{B2}$  - головний вектор сил пружності шин задніх коліс трактора, що виникає при їх поперечному зсуві, прикладений у точці  $B$  (рис. 2);

$\bar{T}_N = \bar{T}_{N1} + \bar{T}_{N2}$  - головний вектор сил пружності шин передніх коліс причепа, прикладений у точці N (рис. 2);

$\bar{T}_K = \bar{T}_{K1} + \bar{T}_{K2}$  - головний вектор сил пружності шин задніх коліс причепа, прикладений у точці N (рис. 2);

$M_A = M_{A1} + M_{A2}$  - головний момент сил пружності шин передніх коліс трактора;

$M_B = M_{B1} + M_{B2}$  - головний момент сил пружності шин задніх коліс трактора;

$M_N = M_{N1} + M_{N2}$  - головний момент сил пружності шин передніх коліс причепа;

$M_K = M_{K1} + M_{K2}$  - головний момент сил пружності шин задніх коліс причепа;

$\bar{S}_A = \bar{S}_{A1} + \bar{S}_{A2}$  - головний вектор сил опору перекочуванню передніх коліс трактора, прикладений у точці A, (рис. 2);

$\bar{S}_N = \bar{S}_{N1} + \bar{S}_{N2}$  - головний вектор сил опору перекочуванню передніх коліс причепа, прикладений у точці N, (рис. 2);

$\bar{F}_B = \bar{F}_{B1} + \bar{F}_{B2}$  - головний вектор рушійних сил задніх коліс трактора, прикладений у точці B (рис. 2);

$\bar{S}_K = \bar{S}_{K1} + \bar{S}_{K2}$  - головний вектор сил опору перекочуванню задніх коліс причепа, прикладений у точці K (рис. 2).

Елементарна робота сили на будь-якім можливому переміщенні, визначається з формули [6]:

$$\delta A_i = F_k^r \cdot \delta S_i = F_k \cdot \delta S_i \cdot \cos \alpha_k \quad (19)$$

$$\text{або} \quad \delta A_i = m_0(\bar{F}_k) \cdot \delta \varphi_i,$$

де  $F_k$  – діючі сили;

$\delta S_i, \delta \varphi_i$  – можливі переміщення (приріст узагальнених координат);

$m_0(\bar{F}_k)$  - момент сили щодо центра O.

Визначаємо суму елементарних робіт всіх діючих сил, при повороті трактора на елементарний кут  $\delta \varphi_1$ , повороті збиральної машини на кут  $\delta \varphi_2$ , повороті причепа на кути  $\delta \varphi_3$  та  $\delta \varphi_4$ . Перемістимо збиральний агрегат на відстань  $\delta x$ , вбік зростання координати  $S_i$  і також підрахуємо суму елементарних робіт, що діють на агрегат.

Використовуючи формулу (16) визначаємо узагальнені сили, які є коефіцієнтами: при приростах узагальнених координат у рівняннях суми елементарних робіт, в результаті отримаємо:

$$Q_1 = T_A \cdot h_1 + T_B \cdot h_2 - M_A - M_B + F_B \cdot \psi_B \cdot h_2 - 2 \cdot T_L \cdot a + \\ + 2S_L \cdot a \cdot (\varphi_2 - \varphi_1 - \psi_L) + R_D \cdot a \cdot (\varphi_2 - \varphi_1 - \gamma_M) - T_N \cdot a - \\ - T_K \cdot a - S_N \cdot a \cdot (\varphi_3 - \varphi_1 - \psi_N) + S_K \cdot a \cdot (\varphi_3 + \varphi_4 - \varphi_1 - \psi_K) \quad (20)$$

$$Q_2 = -T_L \cdot l - T_L \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} - 2M_L - S_L \cdot l \cdot \psi_L - S_L \cdot l \cdot \psi_L \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} - \\ - S_L \cdot (p + l\varphi_2) + T_N \cdot n \cdot \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - T_K \cdot n \cdot \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - S_N \cdot n \cdot (\varphi_3 - \varphi_2 - \psi_N) * \quad (21)$$

$$* \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - S_K \cdot n \cdot (\varphi_3 + \varphi_4 - \varphi_2 - \psi_K) \cdot \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - R_D \cdot c \cdot \gamma_M$$

$$Q_3 = -T_N \cdot d_1 - S_N \cdot d_1 \cdot \psi_N - T_K \cdot d_1 - M_N - S_K \cdot d_1 \cdot \psi_K \quad (22)$$

$$Q_4 = -T_K \cdot d_2 - S_K \cdot d_2 \cdot \psi_K - M_K. \quad (23)$$

$$Q_5 = -T_A - T_B - 2T_L - T_N - T_K + S_A(\varphi_1 - \psi_A) + 2S_L(\varphi_2 - \psi_L) + \\ + S_N(\varphi_3 - \psi_N) - (S_A + S_L + S_N + S_K + R_D)(\varphi_1 - \psi_B) - R_D \cdot \gamma_0. \quad (24)$$

Для складання диференціальних рівнянь відносного руху використаємо рівняння Лагранжа II роду в узагальнених координатах.

Так як збиральний агрегат має п'ять ступенів вільності, то використовуючи рекомендації [6] складемо п'ять диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= Q_1; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= Q_2; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} &= Q_3; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} &= Q_4; \\ \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_{S_1}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_{S_1}} &= Q_5 \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

Щоб скласти диференціальні рівняння (25) необхідно знайти частинні похідні від кінетичної енергії агрегату по узагальнених координатах і по узагальнених швидкостях.

Знаходимо частинні похідні від кінетичної енергії агрегату по узагальнених координатах:

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_3} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_4} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial x_{S_1}} = 0. \quad (26)$$

Частинні похідні від кінетичної енергії по узагальнених координатах дорівнюють нулю, оскільки  $T$  не залежить від узагальнених координат.

Визначаємо частинні похідні від кінетичної енергії по узагальнених швидкостях:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = \frac{1}{2} [ & 2I_{S_1} \dot{\phi}_1 + 2\dot{X}_{S_1} \cdot a(m_{y.m.} + m_{np}) + 2\dot{\phi}_1 \cdot a^2 \cdot m_{y.m.} + \\ & + 2\dot{\phi}_2 \cdot a \cdot b \cdot m_{y.m.} + 2\dot{\phi}_1 a^2 m_{np} + 2\dot{\phi}_2 a \cdot n m_{np} + 2\dot{\phi}_3 \cdot a \cdot d_1 \cdot m_{np} + \\ & + 2\dot{\phi}_4 a \cdot r_2 m_{np} ] = I_{S_1} \dot{\phi}_1 + \dot{X}_{S_1} a(m_{y.m.} + m_{np}) + \dot{\phi}_1 a(m_{y.m.} + m_{np}) + \\ & + \dot{\phi}_2 \cdot a \cdot b \cdot m_{y.m.} + \dot{\phi}_2 \cdot a \cdot n \cdot m_{np} + \dot{\phi}_3 \cdot a \cdot d_1 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_4 \cdot a \cdot r_2 \cdot m_{np} \end{aligned} \quad (27)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} = \frac{1}{2} [ & 2I_{S_2} \dot{\phi}_2 + 2\dot{\phi}_2 b^2 m_{y.m.} + 2\dot{\phi}_1 a b m_{y.m.} + 2\dot{X}_{S_1} n m_{np} + \\ & + 2\dot{\phi}_1 a n m_{np} + 2\dot{\phi}_2 n^2 \cdot m_{np} + 2\dot{\phi}_3 \cdot n \cdot d_1 \cdot m_{np} + 2\dot{\phi}_4 n \cdot r_2 \cdot m_{np} ] = \\ & = I_{S_2} \dot{\phi}_2 + \dot{\phi}_2 b^2 \cdot m_{y.m.} + \dot{\phi}_1 a b m_{y.m.} + \dot{X}_{S_1} n \cdot m_{np} + \dot{\phi}_1 a n m_{np} + \\ & + \dot{\phi}_2 \cdot n^2 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_3 n \cdot d_1 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_4 \cdot n \cdot r_2 \cdot m_{np} \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3} = \frac{1}{2} [ & 2I_{S_3} \dot{\phi}_3 + 2\dot{X}_{S_1} d_1 m_{np} + 2\dot{\phi}_1 a d_1 m_{np} + 2\dot{\phi}_2 n d_1 m_{np} + 2\dot{\phi}_3 \cdot d_1 \cdot m_{np} ] = \\ & = I_{S_3} \dot{\phi}_3 + \dot{X}_{S_1} d_1 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_1 a d_1 m_{np} + \dot{\phi}_2 \cdot n d_1 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_3 d_1^2 \cdot m_{np} \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_4} = \frac{1}{2} [ & 2I_{S_4} \dot{\phi}_4 + 2\dot{X}_{S_1} r_2 m_{np} + 2\dot{\phi}_1 a r_2 m_{np} + 2\dot{\phi}_2 n r_2 m_{np} ] = \\ & = I_{S_4} \cdot \dot{\phi}_4 + \dot{X}_{S_1} \cdot r_2 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_1 \cdot a \cdot r_2 \cdot m_{np} + \dot{\phi}_2 \cdot n \cdot r_2 \cdot m_{np} \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_{S_1}} = \frac{1}{2} [ & 2\dot{X}_{S_1} (m_{np} + m_{np} + m_{y.m.}) + 2\dot{\phi}_1 a (m_{y.m.} + m_{np}) + 2\dot{\phi}_2 b m_{y.m.} + \\ & + 2\dot{\phi}_2 n m_{np} + 2\dot{\phi}_4 r_2 m_{np} + 2\dot{\phi}_3 d_1 m_{np} ] = \dot{X}_{S_1} (m_{np} + m_{np} + m_{y.m.}) + \\ & + \dot{\phi}_1 a (m_{y.m.} + m_{np}) + \dot{\phi}_2 b m_{y.m.} + \dot{\phi}_2 n m_{np} + \dot{\phi}_4 r_2 m_{np} + \dot{\phi}_3 d_1 m_{np}. \end{aligned} \quad (31)$$

Диференціюємо за часом вираження (27...31):

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} \right] = & I_{S_1} \ddot{\phi}_1 + \ddot{X}_{S_1} \cdot a(m_{y.m.} + m_{np}) + \ddot{\phi}_1 a^2 (m_{y.m.} + m_{np}) + \\ & + \ddot{\phi}_2 a b m_{y.m.} + \ddot{\phi}_2 a n m_{np} + \ddot{\phi}_3 a d_1 m_{np} + \ddot{\phi}_4 a r_2 m_{np} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} \right] = & I_{S_2} \ddot{\phi}_2 + \ddot{X}_{S_1} \cdot n m_{np} + \ddot{\phi}_1 a b m_{y.m.} + \ddot{\phi}_1 a n m_{np} + \\ & + \ddot{\phi}_2 b^2 m_{y.m.} + \ddot{\phi}_2 n^2 m_{np} + \ddot{\phi}_3 n d_1 m_{np} + \ddot{\phi}_4 n r_2 m_{np} \end{aligned} \quad (33)$$

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_3} \right] = I_{S_3} \ddot{\phi}_3 + \ddot{X}_{S_1} \cdot d_1 m_{np} + \ddot{\phi}_1 a d_1 m_{np} + \ddot{\phi}_2 n d_1 m_{np} + \ddot{\phi}_3 d_1 m_{np} \quad (34)$$

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_4} \right] = I_{S_4} \ddot{\phi}_4 + \ddot{X}_{S_1} \cdot r_2 m_{np} + \ddot{\phi}_1 a r_2 m_{np} + \ddot{\phi}_2 n r_2 m_{np} \quad (35)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial T}{\partial \dot{X}_{S_1}} \right] = & \ddot{X}_{S_1} (m_{np} + m_{y.m.} + m_{np}) + \ddot{\phi}_1 a (m_{y.m.} + m_{np}) + \\ & + \ddot{\phi}_2 b m_{y.m.} + \ddot{\phi}_2 n m_{np} + \ddot{\phi}_4 r_2 m_{np} + \ddot{\phi}_3 d_1 m_{np} \end{aligned} \quad (36)$$

Підставляємо вираження (32...36) і (20...24) у рівняння (25) і одержуємо систему диференціальних рівнянь:



$$I_{S_1} \ddot{\varphi}_1 + \ddot{X}_{S_1} \cdot a(m_{y.m.} + m_{np}) + \ddot{\varphi}_1 a^2(m_{y.m.} + m_{np}) + \ddot{\varphi}_2 abm_{y.m.} + \ddot{\varphi}_2 anm_{np} +$$

$$+ \ddot{\varphi}_3 ad_1 m_{np} + \ddot{\varphi}_4 ar_2 m_{np} = T_A \cdot h_1 - T_B \cdot h_2 - M_A - M_B + F_B \cdot \psi_B \cdot h_2 - \quad (37)$$

$$- 2T_L \cdot a + 2S_L \cdot a \cdot (\varphi_2 - \varphi_1 - \psi_L) + R \cdot a \cdot (\varphi_2 - \varphi_1 - \gamma_M) - T_N \cdot a - T_K \cdot a +$$

$$+ S_N \cdot a \cdot (\varphi_3 - \varphi_1 - \psi_N) + S_K \cdot a \cdot (\varphi_3 + \varphi_4 - \varphi_1 - \psi_K)$$

$$I_{S_2} \ddot{\varphi}_2 + \ddot{X}_{S_1} \cdot nm_{np} + \ddot{\varphi}_1 abm_{y.m.} + \ddot{\varphi}_1 anm_{np} + \ddot{\varphi}_2 b^2 m_{y.m.} + \ddot{\varphi}_2 n^2 m_{np} +$$

$$+ \ddot{\varphi}_3 nd_1 m_{np} + \ddot{\varphi}_4 nr_2 m_{np} = -T_L \cdot l - S_L \cdot l \cdot \psi_L - M_L - T_N \cdot n \cdot \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - \quad (38)$$

$$- T_K \cdot n \cdot \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - S_N \cdot n \cdot (\varphi_3 - \varphi_2 - \psi_N) \cdot \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - S_K \cdot n \cdot (\varphi_3 + \varphi_4 - \varphi_2 - \psi_K)^*$$

$$* \sqrt{1 - \frac{r_1^2}{b^2}} - S_L \left( l \cdot \psi_L \sin \left( \arccos \frac{p}{l} \right) + (p + l\varphi_2) \right) - T_L \cdot l \cdot \sqrt{1 - \frac{p^2}{l^2}} - R \cdot \gamma_M \cdot c.$$

$$I_{S_3} \ddot{\varphi}_3 + \ddot{X}_{S_1} \cdot d_1 m_{np} + \ddot{\varphi}_1 ad_1 m_{np} + \ddot{\varphi}_2 nd_1 m_{np} + \ddot{\varphi}_3 d_1 m_{np} = \quad (39)$$

$$= -T_N d_1 - S_N d_1 \psi_N - T_K d_1 - M_N - S_K d_1 \psi_K$$

$$I_{S_4} \ddot{\varphi}_4 + \ddot{X}_{S_1} \cdot r_2 m_{np} + \ddot{\varphi}_1 ar_2 m_{np} + \ddot{\varphi}_2 nr_2 m_{np} = -T_K d_2 - S_K \psi_K d_2 - M_K \quad (40)$$

$$\ddot{X}_{S_1} (m_{np} + m_{\acute{o}.i.} + m_{np}) + \ddot{\varphi}_1 a (m_{\acute{o}.i.} + m_{np}) + \ddot{\varphi}_2 b m_{\acute{o}.i.} + \ddot{\varphi}_2 n m_{np} + \ddot{\varphi}_4 r_2 m_{np} +$$

$$+ \ddot{\varphi}_3 d_1 m_{np} = -T_A - T_B - 2T_L - T_N - T_K + S_A (\varphi_1 - \psi_A) + 2S_L (\varphi_2 - \psi_L) + \quad (41)$$

$$+ S_N (\varphi_3 - \psi_N) - (S_A + S_L + S_N + S_K + R_D) (\varphi_1 - \psi_B) - R_D \cdot \gamma \acute{o}$$

Система диференційних рівнянь (37...41) є математичною моделлю відносного руху причіпного збирального агрегату.

*Висновки.* В результаті проведених теоретичних досліджень отримана математична модель відносного руху збирального агрегату, аналіз якої дозволить встановити режими стійкого руху агрегату та визначити його конструктивні параметри.

#### Література

1. *Горячкин В.П.* Теория масс и скоростей сельскохозяйственных машин и орудий / *В.П. Горячкин* // Собрание сочинений. – т.1. – М.: Колос, 1965. – С.431-465.
2. *Василенко П.М.* Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / *П.М.Василенко* /Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – С.73-92.
3. *Василенко П.М.* О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники / *П.М.Василенко.* – М.: Бюро технической информации ГОСНИТИ, 1962. – 280 с.
4. *Гячев Л.В.* Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / *Л.В. Гячев.* – Ростов на Дону: РГУ, 1976. – 192 с.
5. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин

и агрегатов / Л.В. Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.

6. Булгаков В.М. Інженерна механіка: підручник / В.М. Булгаков, О.І. Литвинов, Д.Г. Войтюк; за ред. В.М. Булгакова. – Вінниця: Нова книга, 2006. – Ч. 1. Теоретична механіка. – 504 с.

7. Леженкін О.М. Стійкість руху трактора при агрегуванні причіпного збирального агрегату / О.М. Леженкін // Праці ТДАТА. - Мелітополь, 2005. - Вип. 31. - С. 89-102.

8. Леженкін О.М. Диференціальні рівняння руху причіпної збиральної машини / О.М. Леженкін // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; КНТУ.- Кіровоград 2010. – Вип. 40, т. II. – С. 57-65.

9. Леженкін О.М. Стійкість руху причіпа-возика для збирання очісного вороху / О.М. Леженкін // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10, т. 2. – С. 91-98.

10. Леженкин А.Н. Анализ устойчивости движения прицепной уборочной машины очесывающего типа / А.Н. Леженкин // Информационные технологии в эксплуатации МТП АПК; Известия междунар. академии аграрного образования. – СПб., 2008. – Вып. 7. – Т. 1. – С. 110-115.

11. Леженкин А.Н. Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур / А.Н. Леженкин // Механиз. и электриф. сел. х-ва. – 2004. - №12. – С. 24 – 25.

## **ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ПРИЦЕПНОГО ЗЕРНОУБОРОЧНОГО АГРЕГАТА**

В.М. Булгаков, И.В. Гриник, А.Н. Леженкин

**Аннотация** - в статье приводится расчетная схема прицепного уборочного агрегата, анализ действующих на него сил и методика построения математической модели относительного движения прицепного зерноуборочного агрегата в виде дифференциальных уравнений.

## **CONSTRUCTION OF SETTLEMENT MODEL OF RELATIVE MOVEMENT OF THE HOOK-ON GRAIN-HARVESTING UNIT**

V. Bulgakov, I. Grinyk, A. Lezhenkin

### **Summary**

In article the settlement scheme of the hook-on harvest unit, the analysis of forces operating on it and a technique of construction of mathematical model of relative movement of the hook-on grain-harvesting unit in the form of the differential equations is resulted.

УДК 631.363

## ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ДИСКОВИХ ВОДООЧИСНИХ ФІЛЬТРІВ

Гринь Ю.І., д.т.н.

*Інститут гідротехніки і меліорації НААН України*

Караєв О.Г., к.т.н.

*Інститут зрошуваного садівництва ім. М.Ф. Сидоренка НААН України*

Музика О.П., к.т.н.

*Президія Національної академії аграрних наук України*

Тел. (067) 185-45-83

**Анотація** - проведено аналіз конструкцій і параметрів існуючих фільтрів для очищення води в системах краплинного зрошення, багатофункціональних систем зрошення, а також у системах підкранового зрошення. Визначено перспективність використання дискових водоочисних фільтрів, які виготовляються за кордоном. Викладено результати досліджень розробленої математичної моделі процесу фільтрації води в дисковому фільтрі, яка дає змогу розраховувати та проектувати різні типи дискових фільтрів з необхідними техніко-технологічними параметрами. Наведено конструкцію розробленого фільтра ФД-5, проведено його дослідження та визначено основні параметри, які відповідають нормативним вимогам для систем багатофункціонального зрошення.

**Ключові слова** – водоочисні фільтри, дискові фільтри, технічна характеристика фільтрів, крапельне зрошення

*Постановка проблеми.* Забезпечення ефективної роботи багатофункціональних систем зрошення, які дозволяють вчасно здійснювати зволожувальні, підживлювальні, освіжаючі та протизаморозкові поливи, вимагає використання поливної води різного ступеня очищення в залежності від необхідних агротехнічних заходів. Важливою ланкою в загальному комплексі заходів, що забезпечують якість очищення води та рівень надійності роботи системи в цілому, є розробка фільтрів, які мають бути універсальними у застосуванні. У зв'язку з цим, стосовно до властивостей стаціонарних багатофункціональних систем зрошення, важливо розробити сучасні технічні засоби очищення поливної води, що забезпечують необхідний ступінь її очищення, мають високу продуктивність і надійність.

При цьому, використання полімерних матеріалів значно знизить вартість таких засобів. Зазначеним вище вимогам найбільше відповідають дискові водоочисні фільтри, які в Україні не виготовляються. Таким чином, актуальним є розробка дискових водоочисних фільтрів, проведення їх досліджень і визначення основних параметрів, які відповідають нормативним вимогам для систем багатофункціонального зрошення.

*Аналіз останніх досліджень.* В залежності від ступеня очищення води застосовуються фільтри з різними фільтруючими поверхнями, які принципово відрізняються між собою по конструкції. Їх можна розділити на наступні основні групи:

- дірчасті та щілинні, що виготовляються з труб різних матеріалів;
- сітчасті або тканинні, у яких фільтруючий елемент охоплює опорні трубчасті каркаси;
- фільтри, у яких використовуються спіралі, стрижні, кільця, насадки, виготовлені з різних матеріалів;
- піщано-гравійні, у яких як фільтрувальний елемент використовується гравій, пісок;
- гравітаційні, засновані на принципі сили ваги і прискорення механічних часток.

Фільтри дірчасті та щілинні виготовляються з труб. Матеріал може бути різноманітним – сталь, чавун, латунь, полімери, фосфор, кераміка, дерево тощо. Ці фільтри одні з найпоширеніших, але для їх виготовлення необхідне спеціальне складне устаткування. За конструкцією вони прості. Стінки труб просвердлюються або фрезеруються до утворення відповідних отворів чи пазів. В залежності від їх діаметра, кількості, розташування, площі розраховується загальна шпаруватість фільтра.

Широко застосовуються дірчасті та щілинні фільтри, в яких для несучої поверхні фільтруючого елемента використовуються сітки або штамповані листи. Сітка чи штампований лист дозволяють одержати отвори та щілини діаметром 0,5-1,0 мм і при цьому досягти шпаруватості 40 відсотків [1]. Для одержання більш твердої конструкції листи сітки або штампування закріплюють на опорних каркасах, виконаних зі стрижнів. Такі фільтри випускаються фірмами Cook Well Strainers Co (США), Cincinnati (Італія), Drop-N.Kiosidis (Греція).

В Інституті зрошеного садівництва ім. М.Ф. Сидоренка НААН України спроектовані та виготовлені сітчасті фільтри марки ФНС для систем краплинного зрошення [2]. Їх узагальнена технічна характеристика представлена в таблиці 1.

Фільтри каркасно-дротові випускаються фірмою Cook Well Strainers Co у США [3].

Таблиця 1 - Технічна характеристика фільтрів марки ФНС

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Максимальна продуктивність	м <sup>3</sup> /год	75,0
Мутність вихідної води, не більше	мг/л	1000,0
Мутність фільтра	мг/л	50,0
Робочий тиск	МПа	0,6

Конструкція фільтра являє собою виконаний циліндр із суцільно-нотягнутих дротів, обмотаний дротом діаметром 0,1-5,0 мм із просвітом між витками 0,5-4,5 мм. Сітки використовують із різних матеріалів: сталь, латунь, мідь, скловолокно, капрон [2]. Наприклад, скловолокно може забезпечити отвори діаметром 0,1-1,0 мм і шпаруватість до 40 відсотків [4]. Також широкого поширення одержали фільтри з набором дисків і кілець [5]. Вони виконані у вигляді циліндричних резервуарів діаметром 75-200 мм і довжиною 100-1000 мм із набором фільтро-елементів, виконаних з полімерних матеріалів у вигляді дисків, на верхній поверхні яких знаходяться наскрізні, різної геометричної форми насічки, що з'єднують зовнішній і внутрішній діаметри диска. Диски надіваються на каркас і між ними залишається просвіт 0,1 мм. Такі фільтри випускаються фірмами IRRIMON. S.A. (Італія), Drop-N.Kiosidis (Греція), і мають наступну технічну характеристику (таблиця 2.).

Таблиця 2 - Технічна характеристика дискових фільтрів

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Продуктивність	м <sup>3</sup> /год	25-40
Мутність фільтра	мг/л	10
Робочий тиск	МПа	0,8
Маса	кг	2

В Інституті зрошувального садівництва ім. М.Ф. Сидоренка НААН України розроблено фільтри типу ФЦ (фільтри відцентрові) декількох типорозмірів. Фільтри типу ФЦ випускаються фірмами IRRIMON. S.A. (Італія), Drop-N.Kiosidis (Греція), технічна характеристика яких наведена в таблиці 3.

Для систем краплинного та підкранового зрошення застосовуються фільтри типу “Компакт”, які виготовляються підприємством ПО “Автополив” (м. Тирасполь) [6].

Таблиця 3 - Технічна характеристика фільтрів типу ФЦ-04

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Продуктивність	м <sup>3</sup> /год	40
Робочий тиск	МПа	0,5
Мутність фільтра	мг/л	30
Маса	кг	115

Фільтр складається із циліндричного корпусу, до якого через трубопровід підведена вода під тиском, яка вимагає очищення. Забруднена вода подається зверху вниз через фільтруючі елементи, які плавають і мають великий коефіцієнт неоднорідності. Для фільтруючого елемента використовується гранульований пінополістерол. З нижньої частини фільтра очищена вода подається в систему зрошення. У таблиці 4 представлена технічна характеристика фільтрів типу “Компакт”.

Таблиця 4 - Технічна характеристика фільтрів “Компакт”

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Продуктивність	м <sup>3</sup> /год	37
Ефективність очищення при змісті суспензії у воді до 250 мг/л	%	60
Середній розмір часток суспензії у фільтрованій воді	мкм	50-75
Робочий тиск	МПа	0,8
Маса	кг	1200

У системах внутрішньогрунтового і краплинного зрошення застосовуються піщано-гравійні фільтри, які випускаються фірмами Drop-N.Kiosidis (Греція), Muller (Німеччина). Пісок і гравій або їхнє сполучення є фільтруючим елементом. Піщано-гравійні фільтри складаються з горизонтально або вертикально розташованої місткості, в яку до двох третин частини обсягу засипається пісок або гравій визначеної фракції. Вода подається зверху під тиском не менше 3,0 МПа. Вода, що проходить через шар піску, очищується, а з нижньої частини резервуара подається в зрошувальну мережу. Зерна піску, які використовуються у фільтрах, можуть бути діаметром від 0,5 до 2,5 мм. У таблиці 5 представлена технічна характеристика піщано-гравійних фільтрів, які випускаються фірмами Drop-N.Kiosidis (Греція), Muller (Німеччина).

Таблиця 5 - Технічна характеристика піщано-гравійних фільтрів.

Найменування	Одиниця виміру	Значення
Концентрація після очищення:		
- органічних речовин	млн <sup>-1</sup>	5
- неорганічних речовин	млн <sup>-1</sup>	5
Продуктивність	м <sup>3</sup> /год	80
Робочий тиск	МПа	0,6-0,8
Втрати напору у фільтрі	МПа	0,2
Маса	кг	975

Аналіз розглянутих нами типів фільтрів виявив ряд їх недоліків, основними із яких є:

- 1 - недостатня продуктивність;
- 2 - високий робочий тиск;
- 3 - окремі фільтри мають значну масу.

Водночас, до фільтрів, які використовуються у стаціонарних багатофункціональних системах зрошення, пред'являються такі вимоги:

- 1 - продуктивність не менше 50 м<sup>3</sup>/год;
- 2 - мутність фільтрату не більше 50 мг/л;
- 3 - робочий тиск не більше 0,5 МПа;

4 - розмір часток домішок мінерального й органічного походження в поливній воді не більше 100 мкм.

Отже, проведений аналіз конструкцій та параметрів існуючих фільтрів для очищення води в системах краплинного зрошення, багатофункціональних систем зрошення, а також у системах підкранового зрошення показує, що зазначеним вище вимогам найбільше відповідають дискові типи фільтрів.

*Формулювання цілей статті.* Визначити основні параметри дискових водоочисних фільтрів, які відповідають вимогам ТУ У 29.3-20474705-001-2003 і забезпечують проектну продуктивність багатофункціональної системи зрошення.

*Основна частина.* Дослідження розробленої математичної моделі процесу фільтрації води у дисковому фільтрі дали нам змогу визначити основні технічні і технологічні параметри фільтра: продуктивність, шпаруватість, втрати напору, геометричні розміри насічок диска і фільтра. Визначення цих параметрів здійснювалось за допомогою розробленої нами електронної програми "Фільтр". Так, задавши необхідні геометричні параметри диску фільтра програма автоматично визначила наступні геометричні розміри фільтра: кількість дисків (235 шт.), діаметр циліндра (150 мм), висота циліндра (250 мм), шпаруватість фільтра (20%). Крім того, нами розроблено технічну доку-

ментацию на виготовлення дослідного зразка фільтра, а також відповідно до необхідних вимог розроблено дослідний зразок дискового водоочисного фільтра ФД-50, конструкція якого наведена на малюнку. Корпус фільтра – металевий циліндричний резервуар. Фільтрувальний елемент виконаний із полімерного матеріалу та виготовлений у вигляді диска, на поверхні якого нанесені насічки. Насічки з'єднують внутрішній і зовнішній діаметри диска. Робочою частиною диски збираються на каркас у формі колони. Циліндричний корпус має два патрубки для підведення і відводу очищеної води. Резервуар герметично закривався з однієї сторони кришкою, а з іншої торцева сторона була заварена. Установка фільтра на трубопроводі здійснювалась за допомогою фланців.

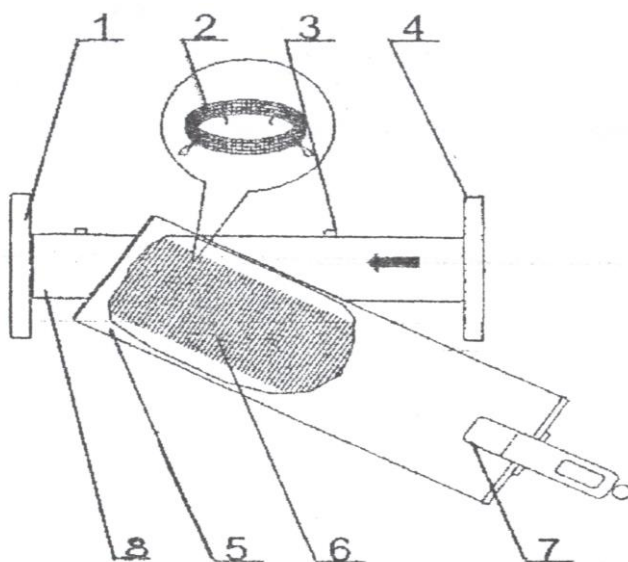


Рис.1. Фільтр водоочисний дисковий ФД-50:

де: 1, 4 – приєднувальні фланці; 2 – диск; 3 – штуцера для манометрів; 5 – корпус фільтра; 6 – касета дисків; 7 – ущільнюючий пристрій; 8 – магістральний трубопровід

Лабораторні випробування дискового фільтра проводились на спеціально розробленому стенді, який складався із гідронасосу, електродвигуна, трубопроводу, хрестовини, засувки, перехідника, пожежного рукава, вимірювального трубопроводу, манометру, водоміру, зливного трубопроводу. Стенд розроблено та виготовлено відповідно до документів “Вихідні вимоги на стенд для випробування фільтрів для фільтрації зрошувальної води” та “Технічне завдання на розробку та виготовлення стенду для випробування фільтрів для фільтрації зрошувальної води”. Технічне завдання розроблено відповідно сучасним вимогам до багатофункціональних фільтрів.



Методика досліджень передбачала вимірювання величини продуктивності, напору, втрат напору, відбір проб води до і після фільтру. Випробування фільтру проводилися у 4 етапи.

Зразки, що поступали на випробування, повністю відповідали технічній документації по комплектності та геометричним розмірам. Перевірка герметичності фільтрів проводилась згідно із нормативними вимогами до правил та методів випробувань фільтрів під тиском  $P_{\text{макс}} = 1,5 \cdot P_{\text{н}}$ , де  $P_{\text{н}}$  – номінальний тиск. Підтікання у зварних та фланцевих з'єднаннях не допускалось. Тиск контролювався манометрами до і після фільтру, який досліджувався. По різниці показань визначалися втрати напору. Для визначення продуктивності дискового фільтру використовувався водомір. Дослідження проводилися об'ємним методом: одночасно замірювався об'єм та час протікання об'єму рідини [10].

За результатами проведених досліджень було визначено:

1 – задовільна герметичність, яка проводилась під тиском 0,75 МПа протягом 5 хв. При цьому підтікання в зварних та фланцевих з'єднань не спостерігалось;

2 – втрати напору на фільтрі, які склали 0,03 МПа при номінальному тиску на вході фільтра 0,5 МПа;

3 – продуктивність фільтра визначалась протягом 1 години, внаслідок чого через водомір пройшло 51 м<sup>3</sup> води.

Лабораторно-польові випробування щодо визначення якості очищення поливної води фільтром ФД-50 проводились на дослідній ділянці Інституту зрошувального садівництва ім. М.Ф. Сидоренка НААН України загальною площею 0,2 га. Структура дослідної ділянки складалась із насаджень персика (3×5 м) та абрикоса (4×6 м).

Зрошення на дослідній ділянці забезпечувалось системою комбінованого зрошення, до складу якої входила фільтростанція. Структурними елементами фільтростанції були: фільтр піщано-гравійний, фільтр дисковий ФД-50, гідропідживлювач. Методикою оцінювання якості роботи фільтра було передбачено встановлення таких показників, як мутність та розмір механічних часток. Дослідження мутності відфільтрованої води визначалась фотометричним методом за ГОСТ 3351-74 фотоелектрокалориметром ФЗК-60, а максимальний розмір механічних часток у відфільтрованій воді визначався методом фільтрації. На підставі проведених випробувань нами було отримано такі показники :

1. Продуктивність, номінальна, м<sup>3</sup>/год – 51;
2. Тиск води, номінальний, МПа – 048:050;
3. Втрати тиску на вході та виходу із фільтра, МПа – 0,03;
4. Максимальний розмір механічних частинок, мм – 0,11;
5. Мутність фільтрату, мг/л, не більше – 150.

*Висновки:*

1. Проведений аналіз параметрів існуючих фільтрів показав перспективність використання для очищення води багатофункціональних систем зрошення дискових фільтрів.

2. Дослідженнями математичної моделі процесу фільтрації води визначено техніко-технологічні та геометричні параметри дискового фільтра.

3. Розроблено конструкцію та проведено дослідження дослідного зразка фільтра ФД-50, основні параметри якого відповідають вимогам ТУ У 29.3-20474705-001-2003.

## Література

1. Гаврилов В.М. Фильтры водозаборных, водопонижительных и гидрогеологических скважин.- М.: Гос. изд. литер. по строительству, архитектуре и строит. матер, 1962.- С. 5-202.

2. Разработка системы капельного орошения плодовых и ягодных культур: Отчет о НИР / УкрНИИОС, Мелитополь, 1980.- С. 43-54.

3. Система капельного орошения: Отчет о НИР (промежуточный)/ УкрНИИОС, Мелитополь, 1979.- Том II - С.31-42.

4. Products Catalogue. Drop Filtration Systems.

5. Временные технические указания на проектирование, строительство и эксплуатацию водоочистных фильтров с плавающей загрузкой.- Кишинев: Изд. №7, 1978.- С.5-19.

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДИСКОВЫХ  
ВОДООЧИСТИТЕЛЬНЫХ ФИЛЬТРОВ**

Ю.И. Гринь, О.Г. Караев, О.П. Музика

**Аннотация** - проведен анализ конструкций и параметров существующих фильтров для очистки воды в системах капельного орошения, многофункциональных систем орошения, а также в системах подкранового орошения. Определена перспектива использования дисковых водоочистительных фильтров, изготовленных за рубежом.

**GROUND OF PARAMETERS OF DISK WATER-PURIFYING FILTERS**

Ju. Grin', O. Karaev, O. Muzika

*Summary*

**The analysis of constructions and parameters of existent filters is conducted for water treatment in the systems of tiny irrigation, multifunction systems of irrigation, and also in the systems of subcron irrigation. The prospect of the use of water-purifying discostrainers, made abroad is certain.**

УДК 621.316

**МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПОЗДОВЖНИХ КУТОВИХ  
КОЛИВАНЬ В ДИНАМІЧНІЙ СИСТЕМІ  
«ТРАКТОР – НАЧІПКА – ПЛУГ»**

Пастухов В.І., д.т.н.,

Ольшанський В.П., д.ф.-м.н.,

Скофенко С.М., інж.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

Тел. (0572) 700-38-88

**Анотація** – в роботі досліджено вплив висоти макронерівності поздовжнього профілю поля на показники якості оранки за допомогою математичної моделі.

**Ключові слова** – макронерівність поздовжнього профілю поля, показники якості оранки, механічна система «трактор – начіпка – плуг».

*Постановка проблеми.* Найвагомим критерієм оцінки якості роботи орного знаряддя є відхилення глибини обробітку від заданої та її рівномірність. З цією метою удосконалюються як плуги, так і енергетичні засоби. Але при цьому недостатньо приділяється уваги дослідженням орного агрегату як механічної системи, а динамічна взаємодія трактора та начіпної ґрунтообробної машини суттєво впливає на ефективність агрегату в цілому і суттєво позначається на якісних показниках обробітку ґрунту зокрема.

В той же час схема з'єднання трактора та начіпного плуга майже не змінилася і визначається компоновкою трактора. Тому, удосконалення схеми начіпного пристрою та обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів орного агрегату, що покращать якість основного обробітку ґрунту і сприятимуть підвищенню урожайності сільськогосподарських культур, є актуальним науково-практичним завданням.

*Аналіз останніх досліджень.* Стійкість рівноваги плуга є одним з найважливіших технологічних показників, оскільки характеризує якість операції для виконання якої і створено плуг.

Стійкість руху плуга в складі механічної системи «трактор – начіпка – начіпне знаряддя» безпосередньо пов'язана з низкою структурних та кінематичних показників системи і визначається як результат динамічної взаємодії між ґрунтообробною системою та поверхнею, що обробляється.

Розв'язанню проблеми стійкості руху орного агрегату присвячені роботи В.П. Горячкіна, Д.А. Чудакова, П.М. Василенка, Г.Л. Кальбуса, М.Л. Гусяцького, Б.А. Любимова, В.А. Желіговського, А.Б. Лурье, Г.М. Синєокова, В.Я. Слободюка. Подальший розвиток теорії ґрунтообробних МТА відображено в роботах П.М. Заїки, М.П. Білоткача, Д.Г. Войтюка, Я.С. Гукова, А.С. Кушнарьова, А.Т. Лебедева, В.М. Третьяка, В.О. Дубровіна, В.Т. Надикта, В.І. Пастухова.

При узагальненні результатів відомих досліджень встановлено, що виконання операції з основного обробітку ґрунту на нерівній поверхні поля при застосуванні в орному агрегаті начіпного механізму у вигляді замкненого шарнірного чотириланковика, призводить до невиконання агротехнічних умов щодо якості обробітку ґрунту, зокрема стосовно дотримання заданої глибини обробітку та її рівномірності. Це, в свою чергу, знижує врожайність сільськогосподарських культур. Головною причиною незадовільної роботи начіпних плугів у складі МТА є не недоліки їх конструкції, а недосконалість схеми начіпного пристрою, оскільки він не дозволяє робочим органам начіпного знаряддя копіювати нерівності поверхні поля внаслідок того, що позовжні кутові коливання остова трактора через начіпку передаються плугу, порушуючи стан його стійкого руху.

На даний час теоретичних та експериментальних досліджень стану стійкого руху орного агрегату на нерівній поверхні з урахуванням впливу на цей стан конструктивного оформлення начіпного пристрою недостатньо. Тому дослідження кінематичного зв'язку та динамічної взаємодії між елементами механічної системи «трактор – начіпка – плуг» на нерівній поверхні з метою підвищення якості обробітку є актуальним і перспективним науковим завданням для розвитку галузі механізації рослинництва України.

*Формулювання цілей статті.* Розробити математичну модель орного агрегату, на базі колісного трактора з начіпним плугом і на її основі оцінити вплив схеми начіпного механізму, та інших параметрів досліджуваного агрегату на динаміку руху плуга у позовжньо-вертикальній площині.

*Основна частина.* Розв'язуючи задачу позовжнього руху орного МТА як динамічну, доцільно розглядати досліджувану систему як двомасову – «трактор – плуг» з деяким кінематичним зв'язком,

який визначається передаточною функцією начіпного пристрою. Досліджуючи стан кутової рівноваги об'єктів системи «трактор – плуг» в поздовжньо – вертикальній площині в режимі усталеного руху можна припустити, що такий стан є результатом зрівноваження моментної взаємодії між трактором та плугом.

$$M_{O_1}(\bar{F}_{Tp}) = M_{O_2}(\bar{F}_{Пл}),$$

де  $M_{O_1}(\bar{F}_{Tp})$  – головний момент зовнішніх сил та реакцій, що діють на трактор відносно центру заднього колеса  $O_1$ ;

$M_{O_2}(\bar{F}_{Пл})$  – головний момент зовнішніх сил та реакцій, що діють на плуг відносно осі його опорного колеса  $O_2$ .

Після наїзду на нерівність значної довжини передніх коліс трактора, його остов займає положення, яке зміщується від попереднього на кут  $\Delta\alpha$ , тобто умова **МОМЕНТНОЇ** рівноваги трактора відносно осі задніх коліс порушується внаслідок дії збурюючого моменту. З урахуванням висоти макронерівностей поверхні поля відносно центру  $O_1$  матимемо:

$$M_{O_1}(\bar{F}) = c(L \sin \alpha - h_{\text{нер}})L,$$

де  $c$  – коефіцієнт жорсткості шин та підвіски передніх коліс трактора;

$L$  – поздовжня база трактора;

$h_{\text{нер}}$  – висота поздовжнього профілю нерівності.

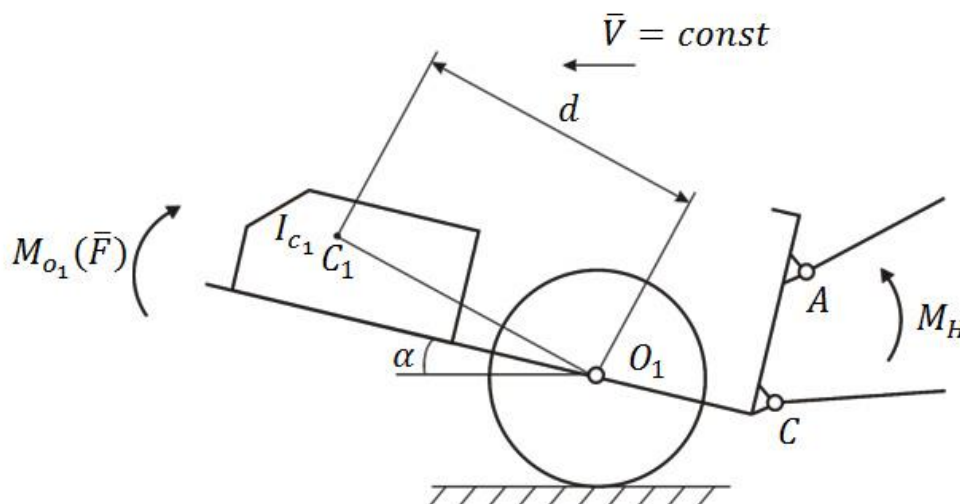


Рис. 1. Динамічна модель вимушених коливань остова трактора при його сталому русі на нерівній поверхні в складі системи «трактор

– плуг»:  $O_1$  – вісь заднього колеса трактора;  $C_1$  – центр мас трактора;  $A, C$  – приєднувальні шарніри начіпки трактора;  $d$  – відстань між осями, що проходять через центр мас  $C_1$  та центр зведення  $O_1$ ;  $I_{C1}$  – момент інерції трактора у поздовжньо-вертикальній площині;  $M_H$  – момент, що виникає в начіпці зі сторони трактора;  $\dot{I}_{i_1}(\bar{F})$  – збурюючий момент.

Надалі дослідження руху динамічної моделі системи «трактор – плуг» проводимо окремо для трактора та плуга з урахуванням їх силової взаємодії. Дослідження динамічної моделі трактора (рис. 1) проведено в межах поздовжніх кутових відхилень його остова  $\pm 5^\circ$ , що відповідає підйому осі передніх коліс ХТЗ-150К на 0,25м.

Сумарний збурюючий момент зі сторони трактора, що виникає в начіпці при русі агрегату на нерівній поверхні, визначається за виразом:

$$M_H = (I_{C1} + m_{Tp}d^2)\ddot{\alpha} + c(L \sin \alpha - h_{\text{неп}})L. \quad (1)$$

Динамічна модель плуга за умов збурюючого впливу зі сторони трактора характеризується одним ступенем вільності: поздовжнім кутовим переміщенням відносно осі опорного колеса (рис. 2).

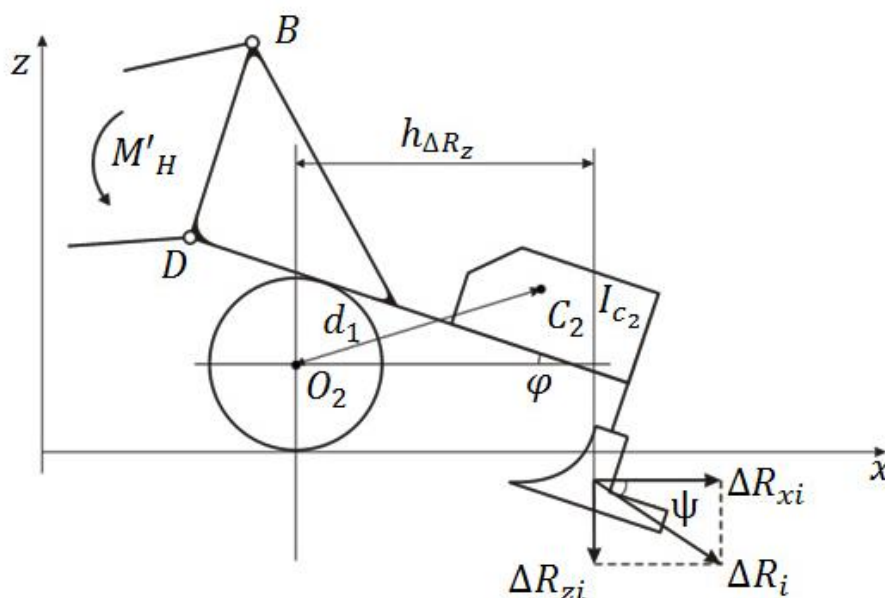


Рис. 2. Динамічна модель вимушених поздовжніх кутових коливань плуга в складі механічної системи «трактор – плуг»:  $O_2$  – вісь опорного колеса плуга;  $C_2$  – центр мас плуга;  $B, D$  – приєднувальні шарніри начіпки;  $M'_H$  – момент в начіпці зі сторони плуга.

Сумарний момент опору, що виникає в начіпці зі сторони плуга записується у вигляді:

$$M_H^I = (I_{C2} + m_{пл}d_1^2)\ddot{\varphi} + p[a(1 - \cos \varphi) + l_i \sin \varphi]h_{\Delta RZi}, \quad (2)$$

де  $p = 0.2 \cdot k \cdot b \cdot \eta$ ,

$k$  – питомий опір ґрунту;  $a$  – глибина обробітку;  $b$  – ширина захвату корпусу;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії корпусу плуга;  $\alpha$ ,  $\varphi$  – кути нахилу остова трактора та рами плуга відповідно;  $l_i$  – відстань від стійки опорного колеса до точки кріплення стійки  $i$ -го робочого органа на рамі плуга.

Прирівнюючи праві частини рівнянь (1) і (2) та враховуючи передаточну функцію начіпки  $\alpha = 1/u \cdot \varphi$ , після перетворень отримуємо диференціальне рівняння поздовжніх кутових коливань начіпного багатокорпусного плуга в складі моделі орного агрегату при його русі на поверхні з макронерівностями:

$$\left[ 1/u (I_{C1} + m_{тр}d^2) + (I_{C2} + m_{пл}d_1^2) \right] \ddot{\varphi} + \left( 1/u cL^2 + \sum_{i=1}^k pl_i h_{\Delta RZi} \right) \varphi = cL h_{нер}. \quad (3)$$

У випадку, коли збурююча сила, що діє на передні колеса трактора, є функцією часу, при цьому вона починає діяти на механічну систему «трактор – начіпка – плуг» за умови усталеного руху, коли плуг знаходиться в стані стійкої рівноваги, тобто  $\varphi_0 = 0$  і  $\dot{\varphi}_0 = 0$ , то загальний розв'язок рівняння (3) знаходимо у вигляді:

$$\varphi(t) = \frac{H}{k} \int_0^t h_{нер}(\tau) \sin k(t - \tau) d\tau, \quad (4)$$

$$\text{де } H = \frac{cL}{1/u (I_{C1} + m_{тр}d^2) + (I_{C2} + m_{пл}d_1^2)},$$

$$k^2 = \frac{1/u cL^2 + \sum_{i=1}^k pl_i h_{\Delta RZi}}{1/u (I_{C1} + m_{тр}d^2) + (I_{C2} + m_{пл}d_1^2)}.$$

Дослідження впливу поздовжніх кутових коливань остова трактора на кутові відхилення рами плуга виконаємо для нерівності трапецеїдальної форми, оскільки, розбивши рух передніх коліс трактора вздовж нерівності на три фази і змінюючи геометричні розміри нерів-

ності (A, B, C, D) (рис. 3), маємо можливість більш повно дослідити вплив висоти нерівності на якість обробітку.

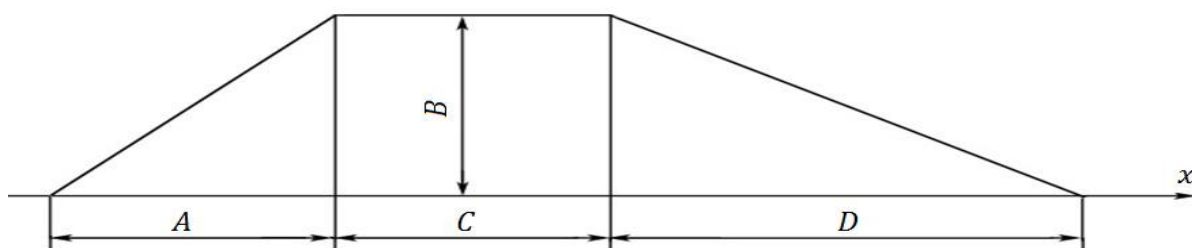


Рис. 3. Макронерівність трапецеїдальної форми: A – фаза підйому; C – фаза верхнього вистюю; D – фаза опускання; B – висота макронерівності

Фаза підйому – рух передніх коліс трактора на ділянці A. Задні колеса трактора при цьому знаходяться на горизонтальній поверхні.

$$h_{\text{нер}} = \begin{cases} \frac{B}{A}x & \text{при } 0 \leq x \leq A \\ B & \text{при } x > A \end{cases}$$

Враховуючи, що  $x=Vt$ , а  $\tau_1 = t \leq \frac{A}{V}$ , то

$$h_{\text{нер}}(t) = \begin{cases} \frac{B}{A}V \cdot t & \text{при } 0 \leq t \leq t_1 = \frac{A}{V} \\ B & \text{при } t > \frac{A}{V} \end{cases}$$

Інтегруючи вираз (8) в зазначених межах  $0 \leq t \leq t_1 = \frac{A}{V}$ , отримемо:

$$\varphi_1(t) = \frac{H}{k} \int_0^{\tau_1} \frac{B}{A} V t \sin k(t - \tau) d\tau = \frac{H B V}{k A} \int_0^{\tau_1} \tau (\sin k\tau \cos kt - \cos k\tau \sin kt) d\tau. \quad (5)$$

Беручи інтеграл окремих членів рівняння (5) остаточно отримуємо:

$$\varphi_1(t) = \frac{H}{k} \int_0^{\tau_1} \frac{B}{A} V \tau \cdot \sin k(t - \tau) d\tau = \frac{H B V}{k A} \left\{ \sin kt \left[ \frac{1}{k} t \sin kt - \frac{1}{k^2} (1 - \cos kt) \right] - \right.$$



$$-\cos kt \left[ \frac{1}{k^2} \sin kt - \frac{1}{k} t \cos kt \right] = \frac{H B V}{K A} \left\{ \frac{t}{k} - \frac{1}{k^2} \sin kt \right\}.$$

Якщо  $t > \frac{A}{V} = t_1$ , то

$$\varphi_1(t) = \frac{HBV}{kA} \left\{ \sin kt \left[ \frac{1}{k} t_1 \sin kt_1 - \frac{1}{k^2} (1 - \cos kt_1) \right] - \cos kt \left[ \frac{1}{k^2} \sin kt_1 - \frac{t_1}{k} \cos kt_1 \right] \right\},$$

$$\varphi_1(t) = \frac{H B V}{k A} \left\{ \frac{t_1}{k} \cos k(t - t_1) + \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_1) - \frac{1}{k^2} \sin kt \right\}.$$

Фаза верхнього вистою – рух передніх коліс на горизонтальному відрізку довжиною  $C$ , за умови  $t > t_1$ :

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) &= \int_{t_1}^{t_2} \frac{B}{k} \sin k(t - \tau) d\tau = \frac{B}{k} \int_{t_1}^{\tau_2} (\sin kt \cos k\tau - \cos kt \sin k\tau) d\tau = \\ &= \frac{B}{k^2} [\sin kt (\sin k\tau_2 - \sin kt_1) + \cos kt (\cos k\tau_2 - \cos kt_1)] = \\ &= \frac{B}{k^2} [\cos k(t - \tau_2) - \cos k(t - t_1)]. \end{aligned}$$

Якщо  $\tau_2 = t$ , то

$$\begin{aligned} \varphi_2(t) &= \frac{H B}{k^2} [\sin kt (\sin kt - \sin kt_1) + \cos kt (\cos kt - \cos kt_1)] = \\ &= \frac{H B}{k^2} [1 - \cos k(t - t_1)]. \end{aligned}$$

$$\varphi_2(t) = \frac{H B}{k^2} [1 - \cos k(t - t_1)].$$

Рух передніх коліс по горизонталі за умови:

$$t_1 \leq t \leq t_2 = \frac{A + C}{V},$$

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) + \varphi_2(t) &= \frac{HBV}{kA} \left[ \frac{t_1}{k} \cos k(t - t_1) + \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_1) - \frac{1}{k^2} \sin kt \right] + \\ &+ \frac{H B}{k^2} [1 - \cos k(t - t_1)]. \end{aligned}$$

$$t > t_1 = \frac{A + C}{V},$$

$$\varphi_2(t) = \frac{HB}{k^2} [\sin kt(\sin kt_2 - \sin kt_1) + \cos kt(\cos kt_2 - \cos kt_1)].$$

Фаза опускання – рух передніх коліс на відрізку довжиною D, за умови  $t > t_2$

$$\begin{aligned} \varphi_3(t) &= -\frac{HBV}{kD} \int_{t_2}^{\tau_3} \tau \sin k(t - \tau) d\tau = \\ &= -\frac{HBV}{kD} \left\{ \sin kt \left[ \frac{\tau}{k} \sin k\tau + \frac{1}{k^2} \cos k\tau \right] \Big|_{t_2}^{\tau_3} - \cos kt \left[ -\frac{\tau}{k} \cos k\tau + \frac{1}{k^2} \sin k\tau \right] \Big|_{t_2}^{\tau_3} \right\} = \\ &= -\frac{HBV}{kD} \left\{ \frac{\tau_3}{k} \cos k(t - \tau_3) - \frac{t_2}{k} \cos k(t - t_2) + \frac{1}{k^2} \sin k(t - \tau_3) - \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_2) \right\}. \end{aligned}$$

Остаточно за умови  $t_2 \leq t \leq t_3 = \frac{A + C + D}{V}$ , отримаємо:

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) + \varphi_2(t) + \varphi_3(t) &= \frac{HBV}{kA} \left[ \frac{t_1}{k} \cos k(t - t_1) + \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_1) - \frac{1}{k^2} \sin kt \right] + \\ &+ \frac{HB}{k^2} [\sin kt(\sin kt_2 - \sin kt_1) + \cos kt(\cos kt_2 - \cos kt_1)] + \\ &+ (-1) \frac{HBV}{kD} \left[ \frac{t}{k} - \frac{t_2}{k} \cos k(t - t_2) - \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_2) \right]. \end{aligned}$$

Рух після переїзду нерівності, при

$$\tau_3 = t_3, t > t_3 = \frac{A + C + D}{V},$$

$$\begin{aligned} \varphi_1(t) + \varphi_2(t) + \varphi_3(t) &= \frac{HBV}{kA} \left[ \frac{t_1}{k} \cos k(t - t_1) + \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_1) - \frac{1}{k^2} \sin kt \right] + \\ &+ \frac{HB}{k^2} [\sin kt(\sin kt_2 - \sin kt_1) + \cos kt(\sin kt_2 - \sin kt_1)] + \\ &+ (-1) \frac{HBV}{kD} \left[ \frac{t_3}{k} \cos k(t - t_3) - \frac{t_2}{k} \cos k(t - t_2) + \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_3) - \frac{1}{k^2} \sin k(t - t_2) \right]. \end{aligned}$$

На основі математичного моделювання збуреного поздовжнього кутового руху елементів ґрунтообробної системи «трактор – начіпка – плуг» виконано аналіз якості обробітку ґрунту орним агрегатом з се-

рійною начіпкою з урахуванням впливу на якість обробітку ґрунту висоти макронерівності поздовжнього профілю шляху.

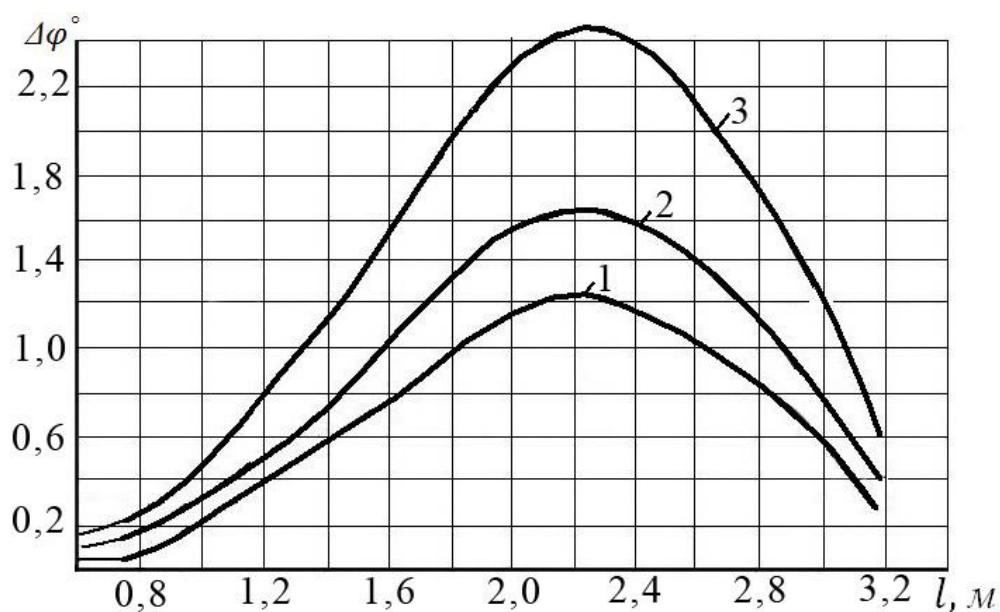


Рис. 4. Залежність поздовжніх кутів відхилень рами плуга на довжині гону для орного агрегату з серійною начіпною системою від висоти макронерівності В: 1 – 0,15м; 2 – 0,2м; 3 – 0,3м

Аналіз розрахованих показників якості для орного агрегату з серійною начіпкою (рис. 4) показує, що при довжині макронерівності 2,85м наднормативні відхилення глибини обробітку присутні на довжині  $l = 1,0 \dots 3,2$ м і досягають максимуму при  $l = 2,2$ м.

Коли висота нерівності  $B = 0,15$ м, кут нахилу рами плуга складає  $\varphi = 1,23^\circ$ , що відповідає вертикальному відхиленню п'ятого корпусу  $\Delta a_5 = -5,2$ см, при допустимих  $\pm 2$ см. За умов збільшення висоти нерівності до  $B = 0,2$ м допустимі відхилення глибини обробітку буде перевищено більш ніж у три рази: коли  $\varphi = 1,65^\circ$ , то  $\Delta a_1 = +2,3$ см, а  $\Delta a_5 = -7,0$ см. При цьому перший корпус плуга наднормативно заглиблюється, а п'ятий навпаки виглиблюється, тобто і рівномірність обробітку теж незадовільна. Збільшення висоти нерівності до  $B = 0,3$ м викликає відхилення на п'ятому корпусі  $\Delta a_5 = -10,5$ см, а на першому  $\Delta a_1 = +3,5$ см.

**Висновок.** На основі математичного моделювання збуреного динамічного руху елементів системи «трактор – начіпка – плуг» в поздовжньо-вертикальній площині з урахуванням передаточної функції начіпки досліджено вплив на якісні показники обробітку ґрунту висоти макронерівності поздовжнього профілю поля.

## Література

1. *Синєоков Г.М.* Теория и расчёт почвообрабатывающих машин/ *Г.М. Синєоков, І.М. Панов* – М. : Машиностроение, 1977. – 328с.
2. *Скофенко С.Н.* Диференціальне рівняння вимушених коливань динамічної моделі «трактор – начіпна система – ґрунтообробна машина»/ *С.М. Скофенко* // Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. - Вип. 89. – С. 237-244.
3. *Пастухов В.І.* Теоретичне дослідження кінематичного зв'язку між елементами системи «трактор - начіпна система - ґрунтообробна машина» / *В.І. Пастухов, В.П. Ольшанський, С.М. Скофенко [та ін.]* // Вісник Харківського національного технічного університету сільськогосподарства. – Харків, 2008. – Вип. 75, Т. 2. – С. 5–11.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОДОЛЬНЫХ  
УГЛОВЫХ КОЛЕБАНИЙ В ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ  
«ТРАКТОР – НАВЕСКА – ПЛУГ»**

В.И. Пастухов, В.П. Ольшанський, С.Н. Скофенко

***Аннотация*** – в работе исследовано влияние высоты макро-неровности продольного профиля поля на показатели качества пахоты с помощью математической модели.

**MATHEMATICAL MODEL OF LONGITUDINAL ANGULAR  
VIBRATIONS IN DYNAMIC SYSTEM «TRACTOR - HINGE-  
PLATE - PLOUGH»**

V. Pastukhov, V. Olshanskiy, S. Skofenko

***Summary***

**In work influence height of macrounevenness longitudinal type of the field on the indexes of quality ploughing by mathematical model.**

УДК 631.173

## СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ КООПЕРАТИВИ ДЛЯ ТВАРИННИЦТВА В УМОВАХ ПРОМИСЛОВОГО РЕГІОНУ

Махмудов І. І., к.т.н.

*Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»*

**Анотація** - приведено результати досліджень з питання матеріально-технічного та фінансового забезпечення, цінових зовнішніх факторів в тваринництві Донецької області на прикладі двох районів.

**Ключові слова** – тваринництво, с-г. техніка, с-г. кооперативи, доїльне обладнання, аграрний сектор, зовнішні фактори.

*Постановка проблеми.* В порівнянні з 2008 р. в с.-г. підприємствах регіону та базових районах відбулось скорочення ВРХ приблизно на 10%, корів - на 8%, свиней в базових районах - на 11%, лише в області здійснився ріст свиней на 27%. Кількість тракторів, зерно - та кормозбиральних комбайнів в с.-г. підприємствах базових районів залишилась не змінною (якщо не враховувати її старіння), а в фермерських господарствах та в населення регіону відбулося значне скорочення цієї техніки, так кількість тракторів на 08.2009 р. склала 2771 од., що на 2116 од. менше, ніж в 2008 р. За цей рік сільське господарство регіону у т. ч. тваринництво вирішувало складні питання матеріально-технічного та фінансового забезпечення, цінових зовнішніх факторів і навіть природних умов. Тваринництво, як важлива галузь сільського господарства, переживало не менші, а навіть більші труднощі.

Господарства, які займаються тваринництвом, самі намагаються утримувати всю необхідну техніку. Деякі з них, які мають суттєву підтримку крупних підприємств, таких як ММК ім. Ілліча, шахти ім. Засядька, фірми «Геркулес» та інших, отримали непогані показники. Так, АФ «Горняк» за той рік мала надій 5929 кг/корову, при цьому затрати праці на 1 ц молока склали 2,8 люд./год., кормів - 1,1 ц к. од. Виробнича собівартість 1 ц молока - 231 грн., з яких 66% склали корми. Середня вартість одного кормодня була на рівні 18,30 грн./гол. Рентабельність в деяких господарствах складала до 45%.

За рахунок застосування найсучаснішої техніки, доїльного обладнання та технології, спостерігалось скорочення витрат на виробництво 1 ц молока до 38%, в порівнянні з 2008 р.

Всі інші с.-г. підприємства, не маючи такої підтримки, допомагали одне одному. Цю допомогу можна класифікувати, як сусідська допомога. Бо вся техніка, залишаючись власністю одного фермера, або одного с.-г. підприємства, використовувалась на декількох с.-г. підприємствах. Дуже рідко використовувались принципи підрядних підприємств, коли техніка належала одному власнику, для якого вона була скоріше не як засіб праці, а як джерело прибутку, тобто надання послуг - вид підприємництва.

*Аналіз останніх досліджень.* Майже відсутні кооперативні відносини, коли техніка використовується на декількох с.-г. підприємствах та являється сумісною власністю. Можливо така форма використання техніки у нас не розвинута через ряд причин, обумовлених економічною нестабільністю кооперативів в довгостроковій перспективі - сильна залежність від коливань ринкової кон'юнктури, обмежені можливості залучати капітал для розширення виробництва, не відносність кооперативної організації виробництва індивідуальним інтересам їх членів (можливі конфлікти). Хоча в багатьох випадках кооперативна форма господарської організації виникає на перехідний і триваючий декілька років стадії структурної перебудови виробництва.

В цих складних умовах для створення машинних кооперативів, для підтримки с.-г. виробників, слід спробувати залучити компанії іноземних виробників та постачальників с.-г. техніки, які на взаємовигідних договірних або інших умовах надавали б техніку в оренду, з подальшим правом викупу її с.-г. виробниками, але це питання потребує додаткового вивчення, 2009 рік виявився важким для сільського господарства не тільки Донецького регіону.

Природні умови, ціновий механізм, матеріально-технічна та фінансова забезпеченість аграрного сектору, цінові зовнішні фактори були не на користь с.-г. виробників. Слабка покупна спроможність с.-г. підприємств не дозволяє їм купувати сучасну техніку. Як що додати труднощі отримання кредитів, через високі відсоткові ставки і неможливість їх гарантування, відчувається життєва необхідність об'єднання засобів та зусиль мілких власників, організоване створення машинних кооперативів для надання допомоги іншим с.-г. підприємствам. Інакше самотужки вижити, а тим паче розвиватися в таких економічних умовах майже не можливо.

*Основна частина.* Перед такою важливою галуззю сільського господарства, як тваринництво стоїть набагато більше гострих питань, ніж перед тими, хто займається лише рослинництвом.

Робота багатьох вітчизняних тваринницьких господарств вже давно нагадує не бізнес, а боротьбу за виживання - в багатьох випадках безнадійну. Держава не в змозі гарантувати мінімальну доходність молочного виробництва та тваринництва в цілому. В регіоні в цілому падає не тільки рентабельність молочного тваринництва, але і скорочується поголів'я дійних корів (табл. 1).

Таблиця 1 - Чисельність худоби в с.-г. підприємствах Донецької області на 1.09.09 р. в порівнянні з цим періодом 2008 р.

Найменування	Велика рогата худоба		у тому числі корови		Свині	
	2009	2008	2009	2008	2009	2008
Донецька область	89577	97020	33601	35759	336611	263874
Волноваський р-н	13684	13708	5293	5636	12662	14030
Старобешівський р-н	4936	5507	2113	2278	2704	3089

В структурі поголів'я тварин, на с.-г. підприємствах області, складало 24,2% ВРХ, 61% - свиней, 14,8% - вівці та кози, з них лише 10,5% дійного стада від всіх тварин.

Наприклад в Волноваському районі 37,5% с.-г. підприємств утримують ВРХ та свиней; 22,5% мають дійне стадо. В цьому році 4 господарства району припинили займатися тваринництвом.

Таблиця 2 -Наявність худоби в господарствах Старобешівського району

№ п/п	Найменування с.-г. підприємств	ВРХ	у тому числі корови	Свині
1	СТОВ ім. Фрунзе	987	350	-
2	СТОВ ІФ «Зоря»	569	250	-
3	АФ «Агросервіс»	1139	376	-
4	ТОВ АФ «Горняк»	1614	755	-
5	Агроцех ММК ім. Ілліча	-	-	1251
6	Агроцех № 30 -"	821	338	706
7	ЧП «Ситар»	-	-	433
8	ЧП «Стила Агро»	226	80	-
9	Донецьк Агропродукт	22	-	174

В Старобешівському районі лише 32% сільськогосподарських підприємств займається тваринництвом і тільки 17% мають дійне

стадо. Наявність худоби в сільгосп підприємствах Старобешівського району наведена в таблиці 2. Кількість тракторів, зерно - та кормозбиральних комбайнів в с.-г. підприємствах базових районів залишилась не змінною (якщо не враховувати її старіння), а в фермерських господарствах та в населення області відбулося значне скорочення цієї техніки, так кількість тракторів на 08.2009 р. склала 2771 од., що на 2116 од. менше, ніж в 2008 р. Чисельність техніки в Донецькому регіоні та базових районах наведена в таблиці 3.

Таблиця 3 - Наявність с.-г. техніки по Донецькій області та базових господарствах станом на 01.09.2009 р.

Найменування	Трактори		Зернозбиральні комбайни		Сівалки	
	наявн.	справ.	наявн.	справ.	наявн.	справ.
Донецька область	11865	11087	2435	2370	3947	3851
Волноваський р-н	889	880	255	248	422	420
Старобешівський р-н	485	469	82	79	181	179
Найменування	Борони дискові		Культиватори			
Донецька область	1690	1638	4820	4713		
Волноваський р-н	127	123	598	598		
Старобешівський р-н	38	36	100	97		

Наявність кормозбиральної техніки по маркам в регіоні та в господарствах Старобешівського та Волноваського районів наведена в таблиці 4.

Господарства цих районів самостійно намагаються утримувати необхідну техніку для використання, при вирощуванні тварин та самотужки вирішувати питання пов'язані з цим.

В країнах Європи при більшій розвиненості економіки, техніки і т.д. все одно спостерігаються різноманітні організаційні форми сумісного використання с.-г. техніки. Всі їх можна розподілити на 3 основні групи, взявши за основу 2 признаки - форму власності машин та ціль її використання (табл. 5). У нас спостерігаються подібні організаційні форми с.-г. підприємств. Підприємства, які не мають підтримки, допомагають одне одному. Цю допомогу можна класифікувати, як сусідська допомога. Бо вся техніка, залишаючись власністю одного фермера, або одного с.-г. підприємства, використовувалась на декількох фермах (с.-г. підприємствах).



Таблиця 4 - Наявність кормозбиральної техніки в господарствах Донецької області за станом на серпень 2009 р.

Найменування р-ну	Всього	КСК-100	Поліся	КП-2,4 (Рось 2)	КСС-2,6	Е 281	Марал	Е 301	«Ягуар»	Херсонець 200	Дон 630	Джон Дір
Волноваський р-н	57	17	3	15	6	2	4	2	4	1	3	-
Старобешівський р-н	19	2	1	3	6	3	2	-	1	-	-	1
Донецька область	625	246	72	54	47	55	13	27	26	71	7	5

Таблиця 5 - Класифікація організаційних форм використання сільськогосподарської техніки за кордоном

Класифікаційні признаки	Групи та підгрупи			Підрядні підприємства
	Внутрифермське використання техніки	Кооперативи та товариства		
		товариства, су-сідська допомога	кооперативи	
Сутність форми по признакам - форма власності та ціль використання	Машина належить одному фермеру та використовується їм в своєму фермерському господарстві	Машина використовується на декількох фермах, остається власністю одного фермера	Машина використовується на декількох фермах, і є сумісною власністю	Машина здається в найми, належить одному власнику, для якого вона не є засіб праці, а є джерело прибутку, надання послуг - вид підприємництва.

Рідше використовувались принципи підрядних підприємств, коли техніка належала одному власнику, для якого вона була скоріше не як засіб праці, а як джерело прибутку, тобто надання послуг - вид підприємництва.

Рослинницькі с. г. підприємства в регіоні маючи у власності техніку, яка не завантажена повністю, повідомляють районі управління сільського господарства про можливість надання допомоги у виконанні певних видів робіт (як правило це збирання врожаю). Районні служби повідомляють обласне управління, там складають перелік всіх підприємств з контактними телефонами, та прізвищами керівників, переліком техніки і їх кількістю (табл. 6).

Таблиця 6-Інформація по механізованим загонам Донецької області в 2009р.

№ п/п	Найменування загону, місце дислокації в області	Наявність техніки
<b>Волноваський район</b>		
1	«Екопрод»	MF - 17 шт. ДОН-1500Б - 5 шт
<b>Старобешівський район</b>		
1	«Вега»	“CLAAS Mega” - 1 шт. “Lexion - 460” - 1 шт.
2	Ліцей ім. «Паші Ангеліної»	ДОН-1500Б - 3 шт
3	ООО «Колос»	John Deere - 9 шт., «Днепр» - 3 шт.

Далі цю інформацію розповсюджують по області тим підприємствам які звертаються про допомогу, а останні самотійно, це як правило хаотично, через відсутність централізованої диспетчерської, заключають договори. Вартість послуг складала від 200 до 320 грн./га в залежності від відстані, марки комбайнів та її строку експлуатації.

Як правило усі с. г. підприємства, які надають механізовані послуги поєднують цю діяльність, їх машини працюють не тільки на власних полях, але і по найму. Для них надання послуг є не основним, а додатковим джерелом доходу. При цьому не виникають спори про неправильну експлуатацію бо вони самі усувають несправності.

Майже відсутні кооперативні відносини, коли техніка використовується на декількох с.-г. підприємствах (фермах) та являється сумісною власністю. Можливо така форма використання техніки у нас не розвинута через ряд причин, обумовлених економічною нестабільністю кооперативів в довгостроковій перспективі - сильна залежність від коливань ринкової кон'юнктури, обмежені можливості залучати капітал для розширення виробництва, не відносність кооперативної організації виробництва індивідуальним інтересам їх членів (можливі конфлікти). Якщо рослинництвом займаються всі с. г. підприємства, то господарств які займаються тваринництвом приблизно 1/3. Такі господарства, як і ті, що створюють механізовані загони, знаходяться нерівномірно на територіях районів, що ускладнює створення спеціалізованих машинно-технологічних станцій по їх обслуговуванню. Деякі с.-г. підприємства, маючи суттєву підтримку крупних підприємств, таких як ММК ім. Ілліча, шахти ім. Засядька, фірми «Геркулес» та інших, отримали непогані показники. Так АФ «Горняк» за той рік мала надій 5929 кг/корову, при цьому затрати праці на 1 ц молока склали 2,8 люд./год., кормів - 1,1 ц к. од. Виробнича собівартість 1 ц молока - 231 грн., з яких 66% склали корми.

Середня вартість одного кормодня була на рівні 18,30 грн./гол. Рентабельність в деяких господарствах складала до 45%. За рахунок застосування найсучаснішої техніки, доїльного обладнання та технології, спостерігалось скорочення витрат у 2009 році на виробництво 1 ц молока до 38%, в порівнянні з 2008 р.



Рис. 1. Схема розташування механізованих загонів Старобешівського району та напрямків надання допомоги с. г. підприємствам.

Всі ці загони не керовані, неорганізовані, розташовані хаотично, та в решті решт малоефективні. Схема розташування механізованих загонів та їх зв'язки надання допомоги зображенні на рисунку 1.

Сільськогосподарські підприємства 1, 2, 3, 4, маючи надлишок техніки, повністю або частково не реалізували можливості допомогти іншим, через скупчення таких підприємств в одній місцевості і велику відстань до с. г. підприємств потребуючих допомогу.

**Висновки.** Для найбільшої ефективності використання техніки та надання допомоги с.-г. підприємствам потрібне організоване створення машинних кооперативів та машино технологічних станцій, в першу чергу на територіях, де відсутня допомога існуючих механізованих загонів.

В цих складних економічних умовах при створення машинних кооперативів, для підтримки с.-г. виробників, слід спробувати залучити компанії іноземних виробників та постачальників с.-г. техніки, які на взаємовигідних договірних умовах, або інших, надавали б техніку в оренду з подальшим правом викупу її с.-г. виробниками.

## Література

1. Формування і реалізація державної технічної політики розвитку матеріально-технічної бази АПК в Україні. Матеріали до 5 – річних зборів Всеукраїнського конгресу вчених економістів-аграрників. К.-2003.- С.40-45.
2. *Саблук П.Т.* Основні напрями підвищення ролі аграрної науки в умовах трансформації агропромислового виробництва до ринкових відносин. (Матеріали навчального семінару 20-21 липня 2005 року). К.-2005.
3. *Тивоненко І.Г.* Первинний облік: стан і вимоги в інженерній службі села// Економіка АПК, 2002.-№10.- С.108-111.
4. *Махмудов І.І.* Формування ринку технічних засобів в агропромислому комплексі України//Міжвідомчий науковий збірник ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» Глеваха, Випуск 9 – С.65-70.
5. *Махмудов І.І.* Рівень забезпеченості фермерських господарств.- Кіровоград:- Науковий збірник, вип. 3.- УААН,- Кіровоградський інститут агропромислового виробництва , - 2006.-141с.

**СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ МАШИНЫХ КООПЕРАТИВОВ ДЛЯ ОБСЛУЖИВАНИЯ ЖИВОТНОВОДСТВА В С-Х ПРЕДПРИЯТИЯХ»**

И.И. Махмудов

***Аннотация*** - приведены попередварительные результаты исследований по вопросам питания материально-технического и финансового обеспечения, ценовых факторов в животноводстве Донецкой области на примере двух районов

**CREATING A SYSTEM OF MACHINE COOPERATIVES TO SERVE THE ANIMAL IN AGRICULTURAL COOPERATIVES**

I. Mahmudov

***Summary***

**Presents popredvaritelnye** The practical nutrition материально technical and финансового security price factors in animal Donetsk region on the example of two districts.

УДК 631.312.06:631.51

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ АКТИВНО-ПАССИВНЫМИ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ

Чеботарев В.П., к.т.н.,

Бакач Н.Г., к.т.н.,

Кострома С.П., инж.

*РУП «Научно-практический центр Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», Минск, Республика Беларусь*

E-mail: otдел\_nti@tut.by

**Аннотация** – в статье рассмотрены подходы по обоснованию технологических схем и параметров комбинированных агрегатов для обработки почвы на основе математического моделирования технологического процесса. Использование компьютерного проектирования комбинированных агрегатов с различными схемами компоновки позволяет прогнозировать и оценивать их технико-экономические показатели, а, за счет многовариантности проектных решений повысить качество работ и расширить диапазон возможностей проектировщика в принятии принципиально новых решений.

**Ключевые слова** – комбинированные агрегаты с различными схемами компоновки, компьютерного проектирования, прогнозирование, технико-экономические показатели.

**Постановка проблемы** – Максимально возможное увеличение производства сельскохозяйственной продукции при снижении ее себестоимости является основной задачей земледелия. Решение этой задачи невозможно без повышения урожайности сельскохозяйственных культур, которое во многом зависит от способа и качества механизированной обработки почвы, направленной на создание благоприятного водно-воздушного режима почвы. Одним из наиболее перспективных направлений снижения затрат труда и энергии является применение комбинированных агрегатов, выполняющих за один проход основную и предпосевную обработку. Такие агрегаты позволяют сократить удельные энергозатраты на 40-50% по сравнению с набором соответствующих однооперационных машин. Совмещение технологических операций, наряду с энергетическими преимуществами, позволяет снизить отрицательное воздействие сельскохозяйственной техники на почву.

Известно, что сельскохозяйственные машины работают в условиях изменяющихся внешних воздействий, обусловленных многочисленными и разнообразными факторами, которые, главным образом, переменные и зачастую влияют на энергетические и качественные показатели технологических процессов разнонаправлено.

Вместе с тем изменчивость внешних факторов при взаимодействии рабочих органов с почвой вызывают сложный характер движения отдельных элементов обрабатываемого массива, однако, в большинстве случаев это обстоятельство недостаточно учитывается при расчете и конструировании техники. Наряду с этим, при расчете и конструировании почвообрабатывающих машин, как правило, за основу принимают статические модели при существенной идеализации условий работы, которые в реальности существенно сложнее и разнообразнее. Применение статических подходов позволяет лишь в первом, весьма грубом приближении определять основные параметры машин. Поэтому в дальнейшем существенное значение приобретают испытания экспериментальных образцов машин в полевых условиях, после которых образцы совершенствуются и вновь испытываются.

Однако такой метод экспериментирования на реальных машинах имеет принципиальные недостатки: высокая стоимость изготовления экспериментальных образцов и длительность экспериментирования (от сезона к сезону). И, кроме того, не позволяет распространить результаты экспериментальных исследований не только на другие типы орудий, но и даже на конструктивно подобные типоразмеры рабочих органов.

В связи с этим возникает необходимость в моделировании технологических процессов работы машин с учетом внутренних структур изучаемых процессов, что, в свою очередь, требует более полного математического их описания и выполнения ряда сложных расчетов, связанных с условиями работы машин.

Внедрение системы компьютерного проектирования в сельхозмашиностроении позволяет уже сегодня развивать новые подходы в технологии проектирования, в которой традиционный комплекс этапов рассматривается как единая задача во всей сложности ее взаимосвязей.

*Анализ последних исследований.* Создание комбинированных почвообрабатывающих орудий до последнего времени рассматривалось в основном как возможность сочленения в едином агрегате рабочих органов различного типа, последовательно обрабатывающих слой почвы. При этом основные преимущества комбинированных агрегатов заключаются в сокращении количества проходов по полю, времени на проведение всего комплекса работ и т.п.

Совершенствование системы компьютерного проектирования в сельхозмашиностроении применительно к комбинированным почвообрабатывающим агрегатам, позволяет унифицировать процесс проектирования на всех этапах создания таких машин, и при переходе на новый объект не всегда необходимо заново формировать его математическую модель, устанавливать формы и виды зависимостей, характеризующих направление проектирования и очередность процедур. При этом в качестве критерия оптимизации при обосновании параметров конструкции и режимов работы почвообрабатывающего орудия следует принимать минимум энергозатрат на осуществление технологического процесса при обеспечении требуемых показателей качества обработки почвы.

Исследованиями, проведенными в Центре по механизации сельского хозяйства Национальной академии наук Беларуси, установлено, что существенное снижение энергоемкости процесса обработки почвы достигается у орудий, имеющих такое взаимное расположение активных и пассивных рабочих органов, которое позволяет воздействовать на почвенный слой одновременно. При этом снижение энергоёмкости по сравнению как с существующими орудиями с активными рабочими органами, так и с комплексом орудий с пассивными рабочими органами может достигать 50 % и более.

Поэтому современные требования по снижению энергоемкости процессов обработки почвы требуют новых подходов к созданию почвообрабатывающих орудий и обоснованию их параметров. Агрегаты должны создаваться не путем последовательного расположения рабочих органов, не взаимодействующих друг с другом, а преимущественно комбинацией различных их типов, однократно и одновременно воздействующих на объем обрабатываемого пласта почвы.

*Формирование целей статьи* – Для достижения поставленных задач в зависимости от исходного состояния почвы следует разработать такие рабочие органы, которые имели бы возможность изменять свои технологические и геометрические параметры, то есть они должны быть адаптируемыми, что позволит оперативно управлять технологическим процессом обработки почвы.

Наибольший интерес представляют технологические схемы агрегатов, при которых, например, рыхление почвы пассивными рабочими органами совершается одновременно с активным воздействием на пласт рабочих органов. В деформированной и частично разрушенной пассивными рабочими органами почве уменьшаются площади контактов почвенных агрегатов, вплоть до появления трещин, что не только снижает скорость распространения ударных волн от воздействия активных рабочих органов, но и производит концентрацию напряжений, которая позволяет увеличить деформацию почвы.

*Основная часть* – Проанализируем возможные подходы при решении конкретных задач формализации этапом моделирования процессов. В качестве примера рассмотрим изменение суммарных затрат энергии при обработке почвы пассивным рабочим органом – плоскорежущим ножом и активным – ротором зубьями при двух вариантах взаимного расположения. Первый вариант будет включать последовательное сочленение рабочих органов, второй – установку ротора над плоскорежущим ножом, в дальнейшем параллельное расположение рабочих органов (рисунок 1).

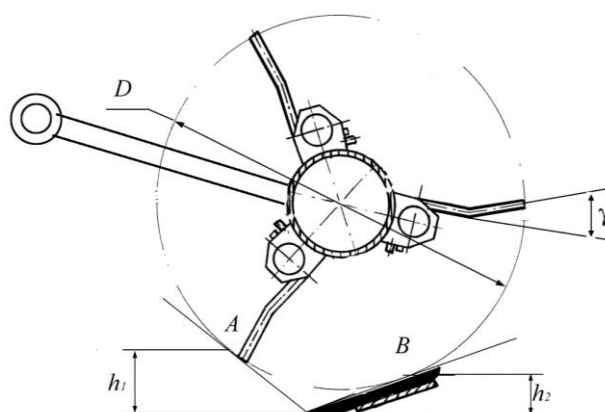


Рис. 1. Компоновочная схема установки рабочих органов. Энергоемкость  $E_0$  выполнения технологического процесса обработки почвы активно-пассивными рабочими органами складывается соответственно из энергозатрат на обработку почвы пассивным  $E_H$  и активным  $E_P$  элементами орудия

$$E_0 = E_H + E_P = \frac{N_T}{v_m h B} + \frac{N_{BOM}}{v_m a_1 B_1}, \quad (1)$$

где  $N_T = R_T v_m$  – мощность, требуемая на перемещение пассивного рабочего органа,  $кВт$ ;

$R_T$  – тяговое сопротивление,  $кН$ ;

$v_m$  – поступательная скорость,  $м/с$ ;

$h$  и  $B$  – глубина и ширина обработки почвы плоскорежущим ножом,  $м$ ;

$N_{BOM} = R_n v_o$  – мощность, необходимая на привод активных рабочих органов,  $кВт$ ;

$R_n$  – равнодействующая сил сопротивлений, действующая на ротор,  $кН$ ;

$v_o$  – окружная скорость зуба ротора,  $м/с$ ;

$a_1$  и  $B_1$  – глубина и ширина обработки почвы ротором,  $м$ .

Энергоемкость обработки почвы от взаимодействия активно-пассивных рабочих органов при последовательном расположении рабочих органов и параллельном оценим степенью снижения затрат энергии  $K_s$  (в процентном выражении)



$$K_3 = \frac{E_{o1} - E_{o2}}{E_{o1}} \cdot 100, \quad (2)$$

где  $E_{o2}$  и  $E_{o1}$  – суммарная энергоёмкость обработки почвы активно-пассивными рабочими органами соответственно при параллельном и последовательном их расположении,  $кДж/м^3$ .

В связи с этим пересмотрим зависимости, характеризующие силовое взаимодействие ножа с почвой, с учетом установки ротора и взаимного расположения ротора и плоскорежущего ножа (рисунок 2).

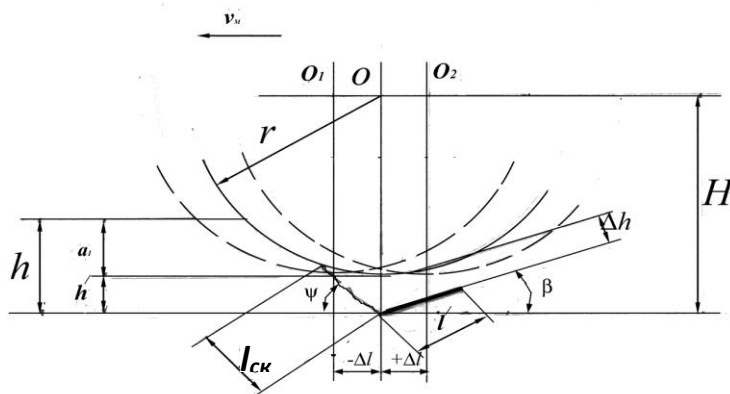


Рис. 2. Схема к расчету сил, действующих на нож при установке над ним ротора

Общий вид математической модели технологического процесса обработки почвы с использованием активно-пассивных рабочих органов после преобразований выразится следующим образом:

а) целевая функция

$$E_o = \frac{R_T}{Bh} + \frac{\lambda \cdot R_n}{a_1 B_1};$$

б) СВЯЗИ

- при последовательном расположении пассивных и активных рабочих органов

$$1 \quad R_T = R_1 \cos \beta + R_Q \sin(\psi + \varphi_n) + R_{cu.} \cos \varphi_n + R_{un.} \sin \beta/2 + R_\delta^c \sin(\beta + \varphi_m)$$

$$2 \quad R_1 = k_1 \cdot B \cdot h$$

$$3 \quad R_Q = B \sigma_{\varphi.} \cdot \frac{h}{\sin \psi}$$

$$4 \quad R_{cu.} = \mu B \cdot \frac{h}{\sin \psi}$$

$$5 \quad R_{un.} = h B \rho v_m^2 \sin \beta$$

$$6 \quad R_\delta^c = h B l' \rho g t g(\beta + \varphi_m)$$

$$7 \quad \psi = 90^\circ - \frac{\beta + \varphi_n + \varphi_m}{2}$$

$$8 \quad R_n = P_{cp.} + R_{mp.}$$

- при параллельном расположении активно-пассивных рабочих органов:

$$R_T = R'_1 \cos \beta + R'_Q \sin(\psi + \varphi_n) + R'_{cu.} \cos \varphi_n + R'_{un.} \sin \beta/2 + R'^c_\delta \sin(\beta + \varphi_m)$$

$$R'_1 = k_1 \cdot B \cdot l_{ck.} \cdot \sin \psi$$

$$R'_Q = B \sigma_{\varphi.} \cdot l_{ck.}$$

$$R'_{cu.} = \mu B \cdot l_{ck.}$$

$$R'_{un.} = h' B \rho v_m^2 \sin \beta$$

$$R'^c_\delta = B l' \rho g \Delta h t g(\beta + \varphi_m)$$

$$R_n = P'_{cp.} + R'_{mp.}$$

$$9 \quad P_{cp.} = \frac{1}{4} \cdot Z_1 \cdot \frac{m_3 d_3 (\omega_2 - \omega_1) + m_n (v_{n_2} - v_{n_1})}{t_{y\delta}} \quad P'_{cp.} = \frac{1}{4} \cdot Z_1 \cdot \frac{m_3 d_3 (\omega_2 - \omega_1) + m_n (v_{n_2} - v_{n_1})}{t_{y\delta}}$$

$$10 \quad R_{mp.} = \frac{1}{4} a_1 b_1 Z_1 \left( k_1 f + \frac{2\pi \rho_1 \omega^2 r^2 f_1}{\lambda z} \right) \quad R'_{mp.} = \frac{1}{4} a_1 b_1 Z_1 \left( k_1 f + \frac{2\pi \rho_1 \omega^2 r^2 f_1}{\lambda z} \right)$$

$$11 \quad t_{y\delta} = \frac{\pi}{2\omega}$$

$$12 \quad m_n = V_1 \rho_1$$

$$13 \quad V_1 = S_z a_1 b_1$$

$$14 \quad \omega_1 = \omega$$

$$15 \quad S_z = \frac{2\pi r}{\lambda z}$$

$$16 \quad \omega = \frac{\pi n}{30}$$

$$17 \quad \omega_2 = \frac{\omega}{\lambda} \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos(\xi \pm \Delta\xi) + 1}$$

$$18 \quad v_{n_1} = 0$$

$$19 \quad v_{n_2} = v_m \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos(\xi \pm \Delta\xi) + 1}$$

$$20 \quad v_0 = \omega r$$

$$21 \quad \lambda = \frac{v_0}{v_m}$$

$$22 \quad B_1 = \frac{1}{4} Z_1 b_1$$

$$23 \quad \frac{1}{4} Z_1 = B \frac{b_1}{b_i}$$

$$24 \quad h' = h - a_1$$

$$25 \quad a_1 = h - (H - r)$$

$$26 \quad l_{cx.} = \frac{\Delta h}{\cos\psi \cos\beta} + \frac{\Delta l \cos\psi}{\sin^2\psi}$$

$$27 \quad v_{n_1} = v_a / \operatorname{tg}\beta = \frac{v_m \cos\beta}{\sin(\beta + \psi)}$$

$$28 \quad \Delta l = \frac{l' \sin(\frac{\psi - \beta}{2})}{\sin(\frac{\psi + \beta}{2})} - \frac{\Delta h \cdot \cos\psi}{\sin(\psi + \beta)}$$

$$29 \quad H = \sqrt{\frac{h^2}{\sin^2\psi} + r^2 - \Delta l^2}$$

$$30 \quad \Delta l \cdot \operatorname{tg}\beta + \frac{\Delta h}{\cos\beta} = h - a_1$$

### В) ПОСТОЯННЫЕ

$$h = 0,2 \text{ м}; \sigma_{\text{оп.}} = 10 \text{ кН/м}^2; \mu = 7,5 \text{ кН/м}^2; \beta = 22,5^0; l' = 0,25 \text{ м};$$

$$\varphi_n = 38^0; \varphi_m = 26,5^0; \rho = 1400 \text{ кг/м}^3; k_1 = 40 \text{ кН/м}^2; r = 0,4 \text{ м};$$

$$\rho_1 = 1200 \text{ кг/м}^3; f = 0,5; f_1 = 0,78; g = 9,8 \text{ м/с}^2; m_3 = 2 \text{ кг}; \\ d_3 = 0,16 \text{ м}; \xi = 0; \Delta\xi = 0; z = 3 \text{ м}.$$

г) ограничения

$$0,5 \leq v_m \leq 1,5 \text{ м/с}; 220 \leq n \leq 320 \text{ мин}^{-1}; 0,05 \leq a_1 \leq 0,20 \text{ м}; 0,08 \leq b_i \leq 0,16 \text{ м}.$$

В модели включены основные технологические параметры и факторы, характеризующие условия работы орудий.

В результате исследования моделей установлены зависимости удельной энергоемкости процесса от рассматриваемых параметров и факторов. В результате расчетов установлено, что степень снижения энергозатрат технологической схемы при одновременно воздействующих рабочих органах на обрабатываемый объем почвы составляет от 14 до 35 % в зависимости от параметров конструкции и режимов работы активно-пассивных рабочих органов. Так, при изменении частоты вращения ротора от 220 до 320  $\text{мин}^{-1}$  (увеличение  $\omega$  на 45 %), энергоемкость технологического процесса возрастает при последовательном расположении на 387,11  $\text{кДж/м}^3$ , параллельном – на 324,39  $\text{кДж/м}^3$ , при этом изменение степени снижения удельной энергоемкости незначительно (с 26,1 до 21,7 %).

Влияние поступательной скорости на энергоемкость процесса более существенно. При увеличении скорости с 0,5 до 1,5 м/с (в 3 раза), энергоемкость снижается с 997,13 до 711,03  $\text{кДж/м}^3$  при последовательном расположении рабочих органов, что составляет 29 %, и с 829,81 до 508,16  $\text{кДж/м}^3$  (на 39 %) при параллельном. При этом степень снижения энергоемкости процесса составила 15,1-28,5 %. Анализ влияния расстояния между смежными секциями зубьев по длине ротора (увеличение в 5 раз с 0,04 до 0,20 м) показал, что энергоемкость технологического процесса снижается с 1463,17 до 483,97  $\text{кДж/м}^3$  при последовательном и с 1159,32 до 364,05  $\text{кДж/м}^3$  при параллельном расположении рабочих органов или более чем в 3 раза для обоих случаев, а степень снижения энергоемкости  $K_3$  в исследуемом диапазоне составляет 20,8-24,8 %. Изменение энергоемкости процесса в зависимости от отношения глубин обработки почвы активным и пассивным рабочими органами существенного отличия не имеет, а степень снижения энергоемкости  $K_3$  составила от 20,9 до 24,8 %.

*Выводы.* Таким образом, можно сделать вывод, что снижение энергоемкости обработки почвы можно достичь сочетанием активно-пассивных рабочих органов, при котором активные рабочие органы должны устанавливаться над пассивными.

При таком расположении взаимодействие рабочих органов с почвой заключается в следующем: при поступательном движении нож внедряется в массив почвы, сдвигает слой относительно массива, отделяет его и поднимает, при этом одновременно на этот пласт начинают воздействовать активные рабочие органы, что позволяет достичь более высоких показателей качества обработки почвы и снижения затрат энергии по сравнению с

последовательным расположением рабочих органов. Снижение энергоемкости при такой схеме агрегата происходит за счет исключения призмы волочения перед плоскорежущим ножом и частичной очистки его плоскости зубьями ротора, что позволяет снизить силу трения при движении отделенного пласта почвы по плоскости ножа и силу трения ножа по дну борозды. Снижение энергоемкости происходит также за счет облегчения отделения зубом ротора порции почвы по плоскости скола ее плоскорежущим ножом и перемещения почвы по плоскости ножа.

## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ҐРУНТУ АКТИВНО-ПАСИВНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ**

В.П. Чеботарьов, Н.Г. Бакач, С.П. Кострома

*Анотація* – в статті розглянуті підходи по обґрунтуванню технологічних схем і параметрів комбінованих агрегатів для обробки ґрунту на основі математичного моделювання технологічного процесу. Використання комп'ютерного проектування комбінованих агрегатів з різними схемами компоновки дозволяє прогнозувати і оцінювати їх техніко-економічні показники, а за рахунок багато варіантності проектних рішень підвищити якість робіт і розширити діапазон можливостей проектувальника в ухваленні принципово нових рішень.

## **MODELLING OF PROCESS OF PROCESSING OF SOIL IS ACTIVE-PASSIVE WORKING BODIES**

V. Chebotarev, N. Bakach, S. Kostroma

### *Summary*

In article approaches are considered on motivation of the technological schemes and parameter multifunction unit for processing of ground on base of mathematical modeling their technological process. Use the computer designing multifunction unit with different scheme of the arrangement allows forecasting and valuing their technical-economic factors, to account much варіантності design decisions to raise the quality of the work and increase the range of the possibilities of the designer in acceptance in principal new decisions.

УДК 631.362

## КОЛЕБАНИЯ СКОРОСТИ НЕОДНОРОДНОГО СЛОЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ, ВЫЗВАННЫЕ ПОПЕРЕЧНЫМИ ВИБРАЦИЯМИ РЕШЕТА

Ольшанский В.П., д. ф.-м.н.,  
Ольшанский С.В., асп.,  
Дидур В.А., магістр  
*ХНТУ сельского хозяйства им. П.Василенко*  
Тел. 8 (057) 700-38-92

**Аннотация** – в рамках гидродинамической аналогии методом Бубнова-Галеркина построено приближенное аналитическое решение краевой задачи об установившихся колебаниях скорости потока слоя зерна на плоском наклонном виброрешете с учетом линейной зависимости коэффициента вибровязкости смеси от поперечной координаты.

**Ключевые слова** – вибросепарирование зерна, неоднородный вязкий слой, скорость потока, поперечные вибрации решета, вибровязкость смеси, зерновая смесь, динамическая модель, виброцентробежные цилиндрические сепараторы, вибровязкость.

*Постановка проблемы.* Вибрации значительно увеличивают производительность решет и качество сепарирования зерновых материалов. В условиях вибраций зерновая смесь ведет себя подобно вязкой жидкости. Это дало возможность использовать уравнения гидродинамики для описания движения смеси по виброрешету. Однако, несмотря на наличие известных динамических моделей, существующие теории нуждаются в дальнейшем уточнении. Поэтому повышение адекватности математических моделей потока зерновой смеси при решетном вибросепарировании остается актуальной задачей.

*Анализ последних публикаций.* Колебания скорости потока однородного вибросжиженного слоя зерна, вызванные поперечными вибрациями решета, рассмотрены в [1,2]. Во второй работе учтено разделение потока на две фракции. Содержание этих статей изложено также в [3], где решение задач о колебаниях скорости смеси построены в предположении, что коэффициент вибровязкости смеси не зависит от пространственных координат. Но он обычно меняется по толщине слоя.

Для виброцентробежних циліндричних сепараторів це експериментально підтверджено в [4], причому встановлено, що для невеликих товщин слоя ця залежність близька до лінійної. Особливості коливань швидкості в неоднорідному виброоживленому слое стосуються до малоизучених питань, чому мотивована ця робота.

*Формулювання цілей статті.* В роботі ставиться задача розробки моделі руху слоя зерна по плоскому нахилному виброрешету з урахуванням лінійного змінення коефіцієнта вибровязкості суміші по товщині слоя.

*Основна частина.* Припускаємо, що решето здійснює продольно-поперечні коливання в вертикальній площині з частотою  $\omega$ . Амплітуди коливань в продольному і поперечному напрямках рівні відповідно  $A^*$  і  $A$ , причому друга задовольняє нерівності:

$$A\omega^2 < g \cos\theta, \quad (1)$$

в якій  $g$  – прискорення вільного падіння;  $\theta$  – кут нахилу решета до горизонту, як показано на рис. 1.

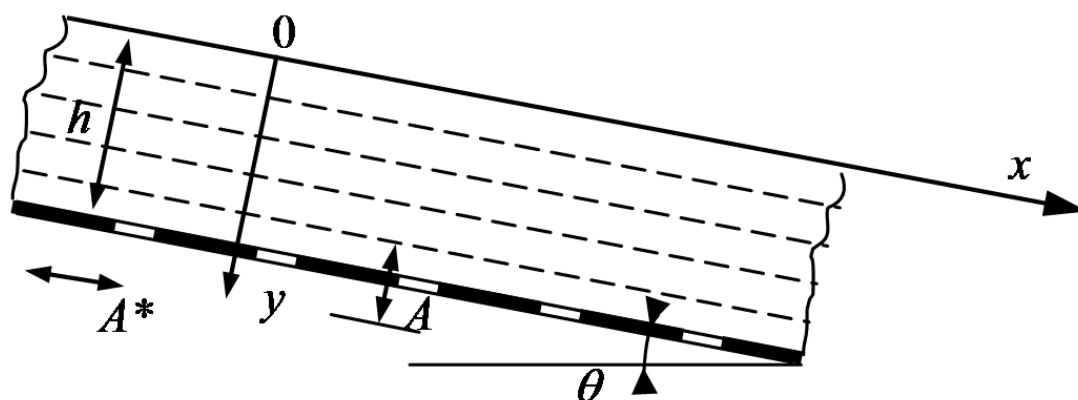


Рис. 1. Расчетная схема.

При дотриманні нерівності (1) виключається відірвання слоя суміші від поверхні решета.

Ігноруючи взаємним впливом коливань, будемо окремо розглядати змінення швидкості потоку слоя зерна внаслідок продольних і внаслідок поперечних вібрацій решета. Коливання швидкості неоднорідного слоя, викликані продольними вібраціями решета, розглянуті в [3]. Тому далі дослідимо нерівномірність руху суміші, обумовлену поперечними вібраціями решета.

Коефіцієнт вибровязкості суміші  $\mu$  вважаємо лінійною функцією координати  $y$  і визначаємо за формулою [3].

$$\mu(y) = \rho a_1 y,$$

где  $a_1 = \frac{b_1}{6\omega r_0 \sqrt{(2A^*)^2 - (\rho\delta b_1 h)^2}}$ ;  $b_1 = 0,7 f(\pi r_0)^2 g \cos \theta$ ;

$\delta = \pi(4M\omega^2)^{-1}$ ;  $f$  – коэффициент внутреннего трения в смеси плотности  $\rho$ ;  $r_0, M$  – эквивалентные радиус и масса зернины, сводимой к шару;  $h$  – высота слоя.

В рамках введенных предположений установившиеся колебания скорости потока зерновой смеси  $u(y, t)$  по времени  $t$  описываются уравнением:

$$\frac{\partial u}{\partial t} - A\omega \sin(\omega t) \frac{\partial u}{\partial y} = g \sin \theta + a_1 \frac{\partial}{\partial y} \left( y \frac{\partial u}{\partial y} \right), \quad (2)$$

при граничных условиях:

$$u(h, t) = 0; \quad u'_y(0, t) < \infty. \quad (3)$$

Поскольку  $u(0) = 0$ , то ограниченность производной по  $y$  в (3) приводит к равенству нулю касательных напряжений на свободной поверхности слоя.

Если в уравнении (2) зафиксировать множитель  $y$  перед  $\frac{\partial u}{\partial y}$  и положить его равным  $0,5h$ , то оно перейдет в уравнение колебаний однородного слоя, которое решали в [1].

Ограничиваясь построением приближенного решения краевой задачи, представленной выражениями (2) и (3), его ищем в виде

$$u(y, t) = f(t)(h - y), \quad (4)$$

где  $f(t)$  – неизвестная функция.

Принятая форма решения (4) удовлетворяет граничным условиям уравнения (3).

Подставим (4) в (2), умножим результат подстановки на  $(h - y)$  и проинтегрируем по  $y$  от 0 до  $h$ . В результате таких преобразований получаем:

$$\frac{df}{d\tau} + (a + b \sin \tau) f = g_1. \quad (5)$$

$$\text{Здесь } a = \frac{3a_1}{2h\omega}; \quad b = \frac{3A}{2h}; \quad g_1 = \frac{3g \sin \theta}{2h\omega}; \quad \tau = \omega t.$$

Следуя условиям неравенства [1], периодическое решение уравнения (5) представляем в виде

$$f(\tau) = g_1 \exp(b \cos \tau) \sum_{K=0}^{\infty} \frac{(2 - \delta_{K0})(-1)^K I_K(b)}{\sqrt{K^2 + a^2}} \sin(K\tau + \alpha_K), \quad (6)$$

$$\text{где } \alpha_K = \begin{cases} \pi/2 & K = 0 \\ \arctg(a/K) & \text{при } K > 0, \end{cases}$$

$I_K(b)$  – модифицированная функция Бесселя индекса  $K$ .

В условиях виброреспаривания обычно  $b < 0,5$  и ряд (6) быстро сходится. Его сумму с хорошей точностью можно найти по приближенной формуле:

$$f(\tau) = \frac{g_1}{a} \exp(b \cos \tau) \left[ 1 + \frac{b^2}{4} - \frac{a(b + b^3/8)}{\sqrt{1 + a^2}} \sin(\tau + \alpha_1) + \frac{ab^2}{4\sqrt{4 + a^2}} \sin(2\tau + \alpha_2) \right] + O(b^4), \quad (7)$$

без вычисления цилиндрических функций.

Используя (7), несложно определить изменения удельной производительности решета  $\bar{Q}(t)$ , ибо эта интегральная характеристика, согласно (4), отличается от  $f(\tau)$  только постоянным множителем. Действительно, имеет место:

$$\bar{Q}(\tau) = \int_0^h u(y, \tau) dy = 0,5h^2 f(\tau).$$

Она, как и  $f(\tau)$ , является периодической функцией времени.

Если усреднить функцию  $\bar{Q}(t)$  за период колебаний, то с учетом (7) и интегралов [5]:

$$\int_0^{2\pi} \exp(b \cos \tau) \sin(K\tau) d\tau = 0; \quad \int_0^{2\pi} \exp(b \cos \tau) \cos(K\tau) d\tau = 2\pi I_K(b),$$

получаем

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{cp} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \bar{Q}(\tau) d\tau = \frac{g_1 h^2}{2a} & \left[ \left( 1 + \frac{b^2}{4} \right) I_0(b) - \frac{a^2(b + b^3/8)}{1 + a^2} \times \right. \\ & \left. \times I_1(b) + \frac{a^2 b^2}{4(4 + a^2)} I_2(b) + O(b^4) \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

При отсутствии поперечных вибраций решета  $b = 0$ ,  $I_0(b) = 1$  и вместо (8) имеем



$$\bar{Q}_{cp}^* = \frac{g_1 h^2}{2a}. \quad (9)$$

Формулы (8) и (9) позволяют сравнить пропускные способности решета при наличии поперечных вибраций и без них.

Для проведения расчетов используем исходные данные, характеризующие зерновую смесь пшеницы [6]:  $\rho = 750 \text{ кг/м}^3$ ;  $f = 0,47$ ;  $M = 0,00004 \text{ кг}$ ;  $r = 0,001825 \text{ м}$ ;  $h = 0,008 \text{ м}$ . Параметры решета принимаем такими:  $\theta = 8^\circ$ ;  $A^* = 0,0075 \text{ м}$ ;  $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$  или  $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$ . При различных  $A$  вычисляем изменение во времени скорости смеси и пропускной способности решета.

Графики колебаний скорости потока на свободной поверхности слоя представлены на рис. 2.

Они получены для двух частот и двух амплитуд колебаний решета. Расчеты показывают, что параметры поперечных вибраций решета существенно влияют на колебания скорости потока зерновой смеси.

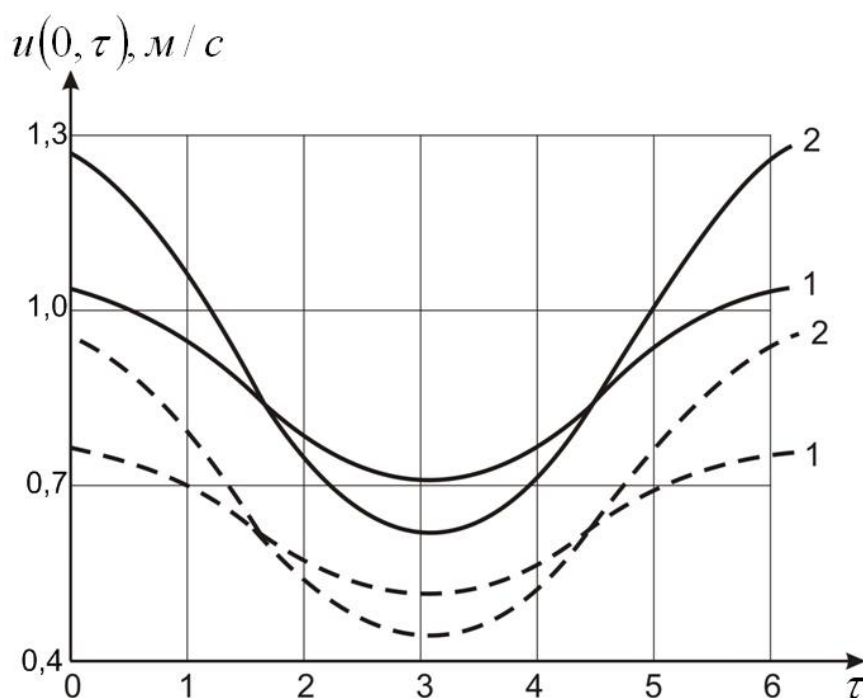


Рис. 2. Графики колебаний скорости на поверхности слоя:

1 —  $A = 0,001 \text{ м}$ ; 2 —  $A = 0,002 \text{ м}$ ;  
 $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$ ;  $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$

Об изменении удельной производительности решета во времени позволяют судить графики на рис. 3. Для  $\bar{Q}(\tau)$  отношения амплитуд

колебаний к средним значениям производительности оказываются меньшими, чем для скорости  $u(0, \tau)$ . Это объясняется тем, что с увеличением  $y$  ослабевают колебания  $u(y, \tau)$ .

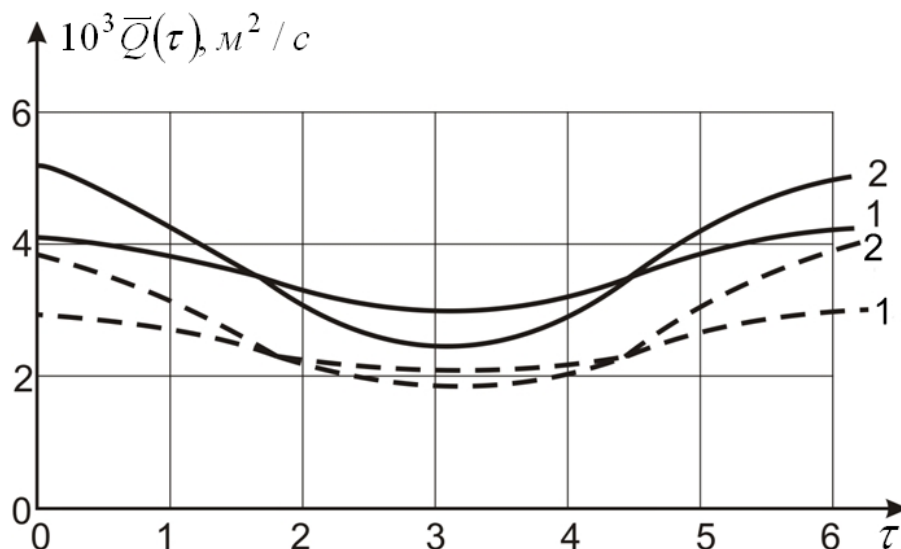


Рис. 3. Графики колебаний удельной производительности:

1 –  $A = 0,001 \text{ м}$ ; 2 –  $A = 0,002 \text{ м}$ ;  
 - - -  $\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$ ; —  $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$

В табл. 1 указаны отношения  $\bar{Q}_{cp} (\bar{Q}_{cp}^*)^{-1}$  при различных амплитудах поперечных колебаний решета с частотой  $\omega = 52,33 \text{ с}^{-1}$ . Анализ показывает, что вследствие поперечных вибраций решета повышается его пропускная способность. С увеличением амплитуд вибраций возрастает средняя скорость потока зерновой смеси по поверхности решета.

Таблица 1 - Значения  $\bar{Q}_{cp} (\bar{Q}_{cp}^*)^{-1}$  при различных  $A$ .

$10^3 A, \text{ м}$	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
$\frac{\bar{Q}_{cp}}{\bar{Q}_{cp}^*}$	1,004	1,018	1,040	1,070	1,113	1,164

В отличие от работ [1,2], здесь учитывали переменность вибровязкости по высоте слоя. В связи с этим целесообразно сравнить результаты, к которым приводят теории однородности и неоднородности слоя.

С этой целью в табл. 2 указаны расчетные значения скорости и удельной производительности, полученные по двум теориям при

$\omega = 41,86 \text{ с}^{-1}$ ;  $A = 0,002 \text{ м}$ . Кинематические характеристики однородного слоя рассчитывали по формулам работы [1], полагая  $\mu = 0,052 \text{ Па}\cdot\text{с}$ .

Сравнение показывает, что теория однородного слоя занижает величину максимальной скорости потока и завышает удельную пропускную способность решета. Это объясняется разной формой профилей скорости в однородном и неоднородном слоях. Относительные изменения во времени кинематических характеристик в неоднородном слое оказываются большими, чем в однородном.

Таблица 2 - Значения  $u(0, \tau)$  и  $\bar{Q}(\tau)$ , вычисленные по двум теориям.

$\tau$	Теория неоднородного слоя		Теория однородного слоя [1]	
	$u(0, \tau)$ , м/с	$10^3 \bar{Q}(\tau)$ , м <sup>2</sup> /с	$u(0, \tau)$ , м/с	$10^3 \bar{Q}(\tau)$ , м <sup>2</sup> /с
0	0,95	3,79	0,81	4,30
1	0,78	3,12	0,72	3,82
2	0,54	2,18	0,57	3,05
3	0,45	1,80	0,51	2,70
4	0,52	2,09	0,55	2,96
5	0,75	2,98	0,69	3,69
6	0,94	3,76	0,80	4,28

*Вывод.* Изложенная приближенная теория позволяет вычислять скорость потока и другие характеристики движения с учетом линейной зависимости вибровязкости зерновой смеси от координаты, перпендикулярной направлению потока.

#### Литература

1. Тищенко Л.Н. О влиянии поперечных колебаний плоского наклонного решета на движение сепарируемой зерновой смеси. / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2009. – Вип. 9, Т.2. – С. 131-139.

2. Тищенко Л.Н. О влиянии поперечных колебаний плоского решета на движение по нем слоя зерновой смеси. / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский // Динамика и прочность машин: Вестник НТУ «ХПИ». – Харьков: НТУ, 2009. – Вып. 30. – С. 167-176.

3. Тищенко Л.Н. Гидродинамика сепарирования зерна. / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Харьков: Міськдрук, 2010. – 174 с.

4. Тищенко Л.Н. Исследование закономерностей вибровязкости зерновых смесей при сепарировании цилиндрическими виброцентробежными решетами. / Л.Н. Тищенко, М.В. Пивень, С.А. Харченко, В.В.

*Бредихин // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв. Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 88. – С. 34-44.*

*5. Градштейн И.М., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. / И.М. Градштейн, И.М. Рыжик // М.: Наука, 1962. – 1100 с.*

*6. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна. / Л.Н. Тищенко // Харьков: Основа, 2004. – 224 с.*

### **КОЛИВАННЯ ШВИДКОСТІ НЕОДНОРІДНОГО ШАРУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ, ЯКІ СПРИЧИНЕНІ ПОПЕРЕЧНИМИ ВІБРАЦІЯМИ РЕШЕТА**

В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський, В.А. Дідур

**Анотація** - В рамках гідродинамічної аналогії методом Бубнова-Гальоркіна побудовано наближений аналітичний розв'язок крайової задачі про усталені коливання швидкості потоку шару зерна на плоскому нахиленому віброрешеті з урахуванням лінійної залежності коефіцієнта вібров'язкості суміші від поперечної координати.

### **FLUCTUATION OF VELOCITY OF A NON-UNIFORM LAYER OF A GRAIN MIX CAUSED BY A CROSS VIBRATIONS SIEVE**

V. Olshanskii, S. Olshanskii, V. Didur

#### **Summary**

Within the framework of a hydrodynamical analogy of the Bubnov-Halorkin method constructs the approached analytical solutions of a regional problem on the established fluctuations velocity of a flow of a layer of a grain on a flat inclined vibrosieve in view of linear dependence of vibroviscosity factor of a mix from cross coordinate.

УДК 676.051.32

## РОЗРОБКА І ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ МОБІЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ В ЩЕПУ ДЕРЕВНИХ ВІДХОДІВ

Середа Л.П., к.т.н.,

Зінев М.В., асп.

*Вінницький національний аграрний університет*

Тел. +38(097)-14-881-23

**Анотація** – робота присвячена розробці і дослідженню роботи мобільного агрегату для переробки в щепу деревних відходів. Україна є енергозалежною країною і пошук нових альтернативних джерел енергії є актуальним. А одним з найперспективніших напрямків розвитку біоенергетики є використання енергії біоресурсів деревини. Проблемою використання останніх в якості відновлюваних енергоресурсів є відсутність матеріально технічної бази для ефективної заготівлі та переробки відходів деревини.

**Ключові слова** – мобільний агрегат, відходи деревини, біоенергетика, відновлювані джерела енергії.

*Постановка проблеми.* На сучасному етапі розвитку, людство зустрілось з рядом важливих питань які потребують швидкого вирішення. Головними проблемними питаннями зараз є вичерпання існуючих викопних джерел енергії, та забруднення навколишнього середовища промисловими та побутовими відходами. До недавнього часу питання екології, та пошуку альтернативних джерел енергії в Україні навіть не розглядались. В останні роки через підвищення рівня суспільної відповідальності, і виникнення ряду інших економічних та політичних проблем, дані питання набули важливого значення для України як Європейської держави. Україна належить до енергодефіцитних країн, оскільки покриває свої потреби в паливно-енергетичних ресурсах лише на 53 % (імпортує 75 % необхідного об'єму природного газу і 85% сирової нафти та нафтопродуктів) [1]. Залежність від імпорту нафти розглядається більшістю розвинених країн як питання національної і енергетичної безпеки, а використання нафтопродуктів як джерел енергії несе в собі значну екологічну небезпеку [2]. Таким чином, залежність від імпорту нафтопродуктів, ціни на які невблаганно зростають, а також значне погіршення екологічної ситуації стимулює інтенсивний пошук альтернативних джерел енергії.

Сьогодні для України настала пора активно включитись в розвиток альтернативної біоенергетики.

Однією з найперспективніших складових відновлюваної енергетики для України може стати біоенергетика. Біоенергетика ґрунтується на використанні енергії органічних речовин рослинного та тваринного походження (деревина, солома, рослинні залишки сільськогосподарського виробництва, гній, тверді побутові відходи тощо). Для отримання теплової енергії переважно використовують тверду біомасу деревини. Завдяки біомасі рослин, уже найближчим часом може покриватися орієнтовно до 10% усіх енерговитрат [3].

*Аналіз останніх досліджень.* Вітчизняна наука до початку останнього десятиліття майже не розглядала проблеми переробки та використання відходів деревини в якості відновлюваного джерела енергії. Та зміни які відбулися в нашій країні та світі на протязі останніх років спонукали до пошуку шляхів розв'язання даної проблеми. Обґрунтуванням можливості використання та виробленню підходів щодо комплексного використання відходів деревини в різний час займались: С.С. Дикий, О.Д Гудзинський, О.Д Пристая, В.Л. Коржов, О.О. Шевченко, В.О. Дубровін, В.Г. Мироненко та ряд інших вчених.

*Ресурсні можливості.* Що стосується ресурсних можливостей, то запас деревини в лісах України оцінюється в межах 1,8 млрд. м<sup>3</sup>. Щороку в Україні заготовляють близько 15,0 млн. м<sup>3</sup>. Крім того в процесі лісозаготівель, та запланованих вирубок дерев та кущів під час очистки електричних ліній, та лісосмуг, утворилося близько 2,0 млн. м<sup>3</sup> лісосічних залишків, які досі, зазвичай, не використовуються, а спалюються чи згнивають на зрубках. Спалювання цих залишків в місцях вирубки несе додаткову екологічну небезпеку. Саме ці лісосічні залишки є основним резервом енергетичної деревини в середньотерміновій перспективі, які за сумарною теплотворною здатністю можуть замінити близько півмільярда кубометрів природного газу. Приблизно 5,2-5,3 млн. м<sup>3</sup> заготовлюваної в Україні деревини за своїми якісними характеристиками може бути спрямовано на розпилювання. Якщо всю цю деревину розпиляти в Україні, не експортуючи кругляк і врахувати всі відходи, утворені в процесі її глибокого перероблення у виробництві меблів, столярно-будівельних чи інших виробів, то ресурсний потенціал відходів деревини оцінюється приблизно в 2,8 -3,0 млн. м<sup>3</sup> за рік.

Крім цього, донедавна не мали збуту в Україні близько 0,8-1,0 млн. м<sup>3</sup> дров паливних. Сюди ж можна додати ще 1,0-1,2 млн. м<sup>3</sup> технологічної сировини, яка не задіяна у виробництві деревних плит і сьогодні експортується. Таким чином, потенційні ресурсні можливості енергетичної деревної біомаси в Україні за умови її повного викорис-

тання може бути оцінено в обсягах 6,5-7,0 млн. м<sup>3</sup> [4]. В табл. 1 наведено наявність біоресурсів в обласних центрах України.

Таблиця 1 - Наявність біоресурсів енергетичної деревини в обласних центрах України.

Область	Всього	Зокрема				
		Відходи деревообробки		Неліквідна деревина	Дрова паливні	Технологічна сировина, не задіяна в плитному виробництві
		Всього	Зокрема тирса			
АР Крим	9300	700	100	7600	1000	0
Вінницька	191700	8000	3500	43700	30000	110000
Волинська	198300	58000	27200	62300	42000	36000
Дніпропетровська	9000	1400	300	5600	2000	0
Донецька	11300	900	100	8400	2000	0
Житомирська	536700	123000	59700	238700	75000	100000
Запорізька	5300	500	100	2800	2000	0
Київська	298500	30500	12600	151000	47000	70000
Кіровоградська	44100	7000	2300	19100	10000	8000
Луганська	59000	13000	4400	38500	7500	0
Львівська	368400	48000	20000	115400	55000	150000
Миколаївська	15200	900	100	9800	4500	0
Одеська	51400	4000	2000	14400	8000	25000
Полтавська	80600	10000	5300	52600	10000	8000
Рівненська	114100	15000	6100	19100	40000	40000
Сумська	203800	50000	25000	83800	40000	30000
Тернопільська	141500	4400	3000	37100	40000	60000
Харківська	116900	10000	2000	88900	15000	3000
Херсонська	213400	700	400	59700	128000	25000
Хмельницька	225400	10000	4700	60400	2500	130000
Черкаська	197200	8000	3800	79200	25000	85000
Чернігівська	227000	56000	29000	91000	60000	20000
Закарпатська	262000	4000	1500	197000	51000	10000
Івано-Франківська	252500	16000	7700	166500	40000	30000
Чернівецька	167400	20000	14000	47400	40000	60000

*Ринки збуту.* До початку економічної кризи коли ціни на природний газ були відносно низькими в порівнянні з теперішніми цінами, використанням відходів деревини в Україні мало цікавились. За період 2009 та 2010 років ціни на газ в нашій країні для частини спожива-

чів стали на рівні ринкових, до цього часу всі виробники паливних гранул, брикетів та пилетів орієнтувались на закордонні ринки збуту. За даними Інституту технічної теплофізики Національної академії наук України виробництво паливних гранул в нашій країні щорічно складає 280 тис. тон. Через значний попит закордоном на екологічні види палива виробництво паливних гранул, брикетів та пилетів було високо прибутковим, але як відомо попит народжує пропозицію і на даний момент на Українському ринку з'явилося багато виробників даного виду палива, що призвело до значної конкуренції, та змусило виробників шукати нові ринки збуту для своєї продукції. Тому прогнозуємо, що дані виробники будуть орієнтуватись на внутрішній ринок, де реалізовуватимуть свою продукцію за нижчими цінами. ЄС. Це буде сприяти створенню ринку перероблених відходів деревини в Україні, який з часом буде споживати більшу частину вироблених в Україні гранул. Так як запаси деревини в Україні відносно незначні, то за нормального розвитку економіки країни всі ці запаси, зокрема відходи деревини, у вигляді лісопильної тирси і лісосічних залишків, поглине внутрішній ринок.

*Екологія.* Щодо питання екології вуглекислий газ, що виділяється під час горіння відходів деревини, кваліфікується як „нейтральний”. Деревина виділяє рівно стільки  $\text{CO}_2$ , скільки отримала в процесі росту (закритий вуглецевий обмін). При спалюванні вугілля чи нафти виділяється  $\text{CO}_2$ , зібраний за мільйони років, а це призводить до збільшення концентрації  $\text{CO}_2$  в атмосфері. Своєю чергою, збільшення концентрації  $\text{CO}_2$  призводить до парникового ефекту. Використання пелет, брикетів, паливних гранул та інших продуктів переробки відходів деревини призводить до зменшення викидів двоокису сірки ( $\text{SO}_2$ ), який є головною причиною кислотних дощів. Використовуючи відходи деревини як паливо, ми в кінцевому результаті зберігаємо ліс, якому кислотні дощі завдають значної шкоди. [5]. *Транспорт.* Ще однією проблемою що стримує розвиток нових біотехнологій, є відсутність вітчизняного мобільного обладнання для переробки відходів деревини на місці лісозаготівель, а також обладнання для первинного перевезення відходів деревини. Таке становище ускладнює вивезення деревини безпосередньо з місць лісозаготівлі у завантаженому вигляді на транспортних засобах, оскільки призводить до необхідності використання додаткових транспортних засобів, та збільшує самі витрати на перевезення, через неповне завантаження транспортного засобу. Перевезення хмизу на великі відстані робить використання відходів деревини менш економічно вигідним, тому очевидна ефективність використання твердого біопалива для локального регіонального енергозабезпечення.



*Основна частина.* Вище описані проблеми можна вирішити використовуючи як паливо відходи деревини. Відходи деревини можна спалювати без переробки в чистому вигляді, їх можна переробляти на щепу і спалювати в спеціальних котлах. Подальша переробка щепи робить можливим виробництво паливних пилет, брикетів та паливних гранул, які можуть використовуватись для спалювання в спеціалізованих котлах (наприклад піролізного типу), чи в звичайних сільських грубах. Хоча на ринку України представлено багато зразків іноземної техніки, які легко вирішують проблему з переробкою хмизу на щепу, вони є дорогими і для більшості вітчизняних підприємств їх купівля є економічно не вигідною.



а)



б)

Рис. 1. Агрегати для подрібнення хмизу.

На рис. 1 показані агрегати для подрібнення хмизу фірми СП «Хеммель Україна», а в таблиці 2 наведено їх технічну характеристику, (рис. 1а стаціонарний агрегат RM-800.4, рис 1б мобільний агрегат серії RM-800.5).

Недоліком більшості мобільних агрегатів є їх низька продуктивність і неможливість переробляти в щепу хмиз з товщиною більше 5 см. Дана проблема вирішується при використанні стаціонарних машин, вони здатні переробляти в щепу гілки товщиною до 15см, і вище рис 3. Так як товщина більшості гілок що не використовуються в промисловості не перевищує 15 см, ці машини як найкраще підходять для використання в наших умовах. Потужність даної машини 30 кВт, продуктивність до 20 м<sup>3</sup>/год., розмір щепи від 8 до 40 мм в залежності від кількості ножів.

В даній роботі пропонується розробка мобільного агрегату на базі рубальної машини RM-800.5, за рахунок заміни стаціонарного 30 кВт двигуна мобільним енергозасобом.

Таблиця 2 - Технічна характеристика машин RM-800.4 та RM-800.5.

Показник	RM-800.4	RM-800.5
Потужність	30 кВт	Карданний привід
Діаметр диску	795мм	795мм
Кількість ножів	2/3 шт.	2/3 шт.
Частота обертання диску	965 об/хв.	966 об/хв.
Продуктивність	до 15 м <sup>3</sup> /год. (3 ножа)	до 15 м <sup>3</sup> /год. (3 ножа)
	до 20 м <sup>3</sup> /год. (2 ножа)	до 20 м <sup>3</sup> /год. (2 ножа)
Розмір щепи	8:18 мм (3 ножа)	8:18 мм (3 ножа)
	22:40 мм (2 ножа)	22:40 мм (2 ножа)
Розмір подрібнюваного матеріалу	230x150 мм	200x100 мм
Висота викидання щепи	2440 мм	2440 мм
Розміри: ш - д - в	1250x2426x2063 мм	1250x1662x2426 мм
Вага	925 кг	655 кг

Для проведення досліджень роботи мобільного агрегату була проведена модернізація коренезбиральної машини КС-6Б наступним чином. Проведено демонтаж вивантажуючого транспортера з землеподрібнювачем, на його місце на рамі встановлено рубальну машину RM-800.5 виробництва фірми «Хеммель Україна» без електродвигуна.

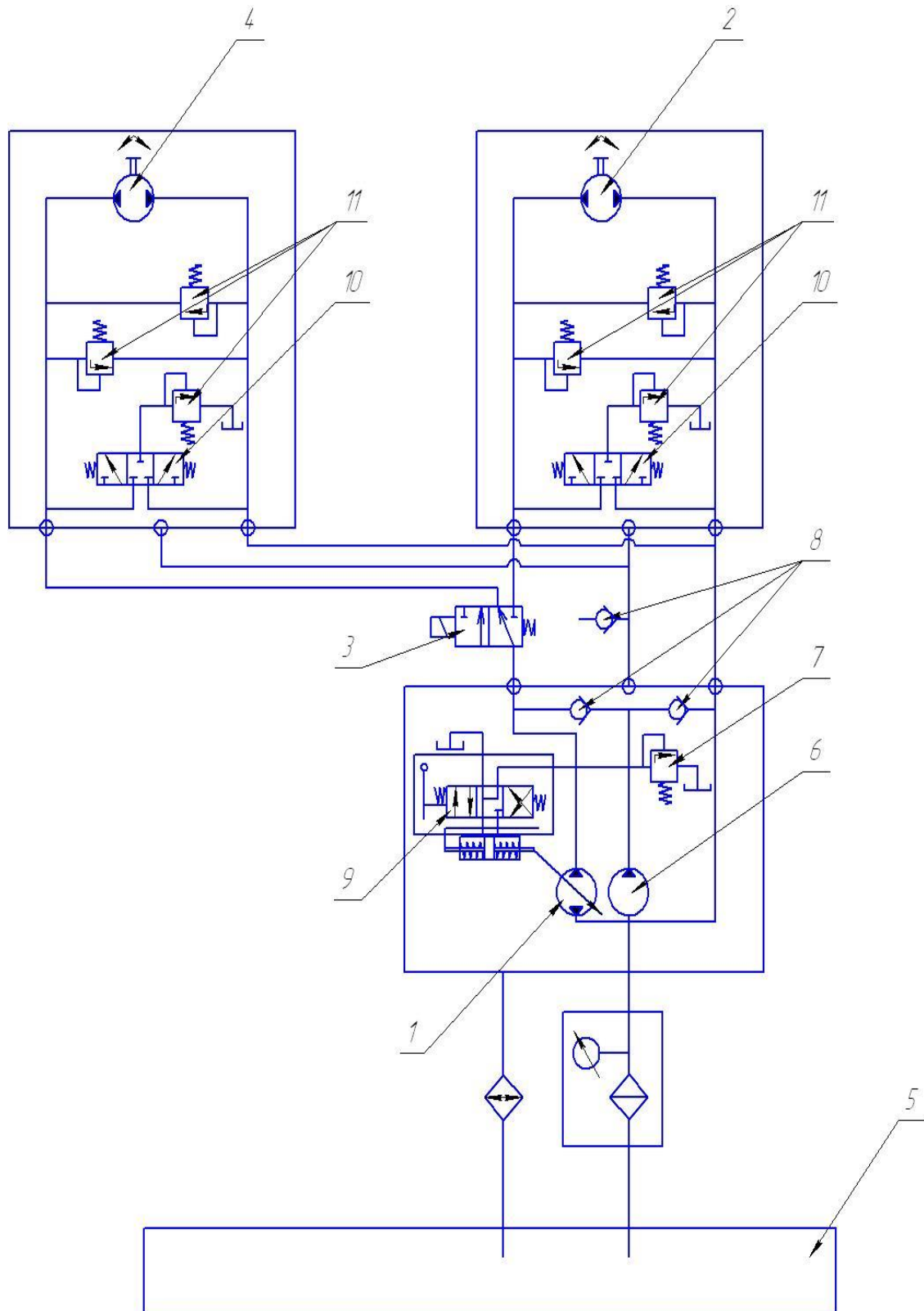


Рис. 2. Модернізована схема гідростатичної трансмісії коренезбиральної машини КС-6Б: 1 – гідронасос НП – 90, 2 – гідромотор МП – 90, 3 – розподільник, 4 – гідромотор, 5 – гідробак, 6 – насос підкачки, 7 – 11 – золотник напірний, 8 – запобіжні клапани, 9 – гідро розподільник, 10 – розподільник.

Привод рубальної машини виконано з застосуванням гідромотору МП-90. Таким чином гідростатична трансмісія коренезбиральної машини КС-6Б замість двох машинної схеми стала трьох машинною. На рис 2 наведена модернізована схема гідростатичної трансмісії коренезбиральної машини КС-6Б. Вона складається з регульованого насоса НП – 90 і двох гідромоторів МП – 90. Працює модернізована машина наступним чином. При переїзді до місця лісозаготівлі, в машині використовують насос НП – 90 поз 1. і гідромотор МП – 90 поз 2. коли машина прибула до місця роботи, розподільник поз 3. відключає гідромотор МП – 90 поз 2. і включає гідромотор МП – 90 поз 4. Подача хмизу проводиться робітником вручну. По завершенні роботи рубальної машини розподільник 3 вимикає гідромотор 4 і включає гідромотор 2 для руху машини.

*Висновок.* Відходи деревини, як джерело енергії для опалення, є найбільш раціональним з позиції співвідношення «затрати - одержання» енергії. Ринок України в достатній мірі насичений різними видами теплогенеруючого обладнання, яке може бути ефективно використано для виробничих і побутових потреб в сільській і міській місцевості.

Для прискорення впровадження сучасних енергозберігаючих технологій, що працюють на біомасі в Україні, необхідно:

- створити відповідне обладнання для отримання паливних гранул, брикетування, виробництва пилетів, перевезення, навантаження, зберігання і подрібнення відходів деревини та.
- розпочати виведення енергетичних культур та розміщення енергетичних лісів;
- розгорнути розробку та виготовлення вітчизняних мобільних агрегатів для переробки хмизу на щепу для подальшого спалення.

#### Література

1. *Кобець Н.* Перспективи виробництва і переробки насіння ріпаку в Україні. Збірник доповідей IV Міжнародної конференції "Масложирова промисловість - 2005", 15-16 листопада 2005 р., Київ. – С. 46 – 52.
2. *Ковальський В., Голодніков., Грігорак М., Косаров О., Кузьменко В.* Про підвищення рівня еколого-енергетичної безпеки України // Економіка України. – 2000. - № 10. – С. 34-41.
3. Біопалива (технології, машини і обладнання) / *Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П. та інші.* - К.: ЦПІ „Енергетика і електрифікація", 2004. - 256 с.
4. *О.Д. Пристая.*, «Регуляторні передумови, ресурсний потенціал та техніко-економічні перспективи енергетичного використання деревини та її відходів в Україні». Держкомлісгосп України. Науковий вісник НЛТУ України. – 2010. – Випуск 20.5.
5. Інтернет: [www.derevo.com.ua](http://www.derevo.com.ua).

6. Лісове господарство України. – К., Видавництво «Державний комітет лісового господарства України». – 2009. – 71 с.

## **РАЗРАБОТКА И ИСЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ МОБИЛЬНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ПЕРЕРАБОТКИ В ЩЕПУ ДРЕВЕСНЫХ ОТХОДОВ**

Л.П. Середа, М.В. Зинев.

*Аннотация* – работа посвящена разработке и исследованию работы мобильного агрегата для переработки в щепу древесных отходов. Украина является энергозависимой страной и поиск новых альтернативных источников энергии является актуальным. А одним из самых перспективных направлений развития биоэнергетики есть использование энергии биоресурсов древесины. Проблемой использования последних в качестве восстанавливаемых энергоресурсов является отсутствие материально технической базы для эффективной заготовки и переработки отходов древесины.

## **DEVELOPMENT AND RESEARCH OF WORK A MOBILE AGREGATS IS FOR PROCESSING IN GRAFT OF ARBOREAL WASTES**

L. Sereda, M. Ziniev

### *Summary*

Work is devoted development and research of work of mobile aggregate for processing in the graft of arboreal wastes. Ukraine is an energydependent country and a search of new alternative energy sources is actual. And one of the most perspective directions of development of bioenergetics there is the use of energy of bioresources of wood. The problem of the use of the last in quality refurbishable energoresursiv is absence materially technical base for an effective purveyance and processing of wastes of wood.

УДК 631.362

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНО-ДИСКОВОГО ВИСІВНОГО АПАРАТА

Бакум М.В., к.т.н.,

Кириченко Р.В., інж

*Харківський національний технічний університет с/г ім. П.Василенка*

Тел. 057-732-38-45

E-mail: kafedrashm@mail.ru

**Анотація** - На основі моделювання технологічного процесу вібраційно-дискового висівного апарату отримані номограми раціонального вибору параметрів для висіву насіння люцерни з заданою продуктивністю.

**Ключові слова** - вібраційно-дисковий висівний апарат, насіння люцерни, процесу висіву, продуктивність, рівняння регресії.

*Постановка проблеми.* Одним із факторів підвищення виробництва насіння дрібнонасінневих культур є точна сівба з заданою нормою висіву [1]. До технічних засобів, які здатні забезпечувати однонасінневий висів, відноситься вібраційно-дисковий висівний апарат, розроблений на кафедрі сільськогосподарських машин Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка [2]. Обґрунтування параметрів технологічного процесу, які забезпечують якісний висів дрібного насіння малими нормами є актуальним науково-прикладним завданням для розвитку конструкцій висівних апаратів сівалок.

*Аналіз останніх досліджень.* Для ефективної роботи висівного апарату необхідно забезпечити піднімання насіння до верхньої точки диска для того, щоб у верхній частині його утворився неперервний потік насіння, які рухаються впритул одне до одного, що забезпечує поштучну подачу насіння у насіннепровід [2, 3]. Забезпечення подачі насіння до верхньої точки диска досягається при відповідних значеннях: діаметра банки  $D_b$ , кута  $\alpha$  нахилу висівного диска до горизонту, кутом  $\nu$  між робочими поверхнями диска та банки, кутовою частотою обертання диска  $\psi$ , частотою  $\omega_{об}$  та амплітудою  $A$  коливань диска.

Аналіз виконаних досліджень [4] показує, що на якість процесу висіву насіння вібраційно-дисковим апаратом найбільш суттєво впли-

вають: кут нахилу до горизонту, амплітуда та частота коливань висівного диска.

*Формулювання цілей статті.* Підвищити ефективність процесу висіву насіння дрібнонасінневих культур шляхом обґрунтування конструктивно-режимних параметрів нової конструкції вібраційно-дискового висівного апарату.

*Оснвна частина.* Кількість насіння, що висівається вібраційно-дисковим апаратом, залежить від механіко-технологічних властивостей насіння та параметрів висівного апарату.

При дослідженні процесу висіву враховувалися маса 1000 штук насінин люцерни, їх розміри та коефіцієнти тертя. Попередні дослідження виконувалися при ручному заповненні насінням висівної канавки в одне зерно, яке переміщується впритул одне до одного висівним апаратом. Диск при цьому розташовувався горизонтально відносно поверхні при відсутніх вертикальних коливаннях. Кількість висіяного насіння люцерни оцінювалося за один оберт висівного диска. Отримані результати порівнювалися з розрахунковими (теоретичними) значеннями кількості насіння  $n_p$ , які спроможні вміститися в один ряд у висівній канавці:

$$n_p = \frac{\pi \cdot D_d}{l_s}, \text{ шт.}, \quad (1)$$

і розрахунковою масою насіння, яке висівалося за один оберт:

$$q_p = \frac{n_T \cdot \bar{m}}{1000}, \text{ г}, \quad (2)$$

де  $D_d$  - діаметр осьової лінії канавки висівного диска, мм;

$l_s$  - середній еквівалентний розмір насіння, мм;

$\bar{m}$  - маса 1000 насінин, г.

Результати попередніх досліджень зведені в табл.1.

Аналіз результатів досліджень показує, що розрахункова кількість насіння, яке висівається за один оберт становить 304,5 шт, а середня кількість висіяного насіння за попередніми дослідженнями склала 298,2 шт, що на 2,1 % менша від розрахункової кількості. Зменшення пояснюється можливою нещільністю прилягання насіння одного до одного у висівній канавці диска.

Розрахункова маса насіння, яку спроможний висівати апарат за один оберт, при їх розміщенні у висівній канавці впритул одне до одного в один рядок становить 0,533 г/об. Середня маса насіння фактично висіяного апаратом за один оберт становила 0,522 г/об, що на 2,06 % менше розрахункового значення.

Таблиця 1 – Результати попередніх досліджень продуктивності вібраційно-дискового апарату при висіві насіння люцерни

Розрахункове значення кількості насіння в висівній канавці, $n_p$ , шт.	304,5
Кількість дослідів, шт.	20
Середнє значення кількості насіння в висівній канавці, $\bar{n}$ , шт.	298,2
Стандартне відхилення, $\sigma$ , шт.	10,2
Коефіцієнт варіації, $\nu$ , %	3,42
Абсолютна помилка вибіркової середньої, $\sigma_{\bar{x}}$ , шт.	2,28
Відносна помилка вибіркової середньої, $\sigma_{\bar{x}}$ , %	0,765
Розрахункова маса насіння люцерни, що висівається за один оберт висівного диска, $q_p$ , г	0,533
Середня маса насіння висіяного за один оберт диска при попередніх дослідженнях, $\bar{q}_{II}$ , г	0,522

Для визначення впливу регульовальних параметрів вібраційно-дискового висівного апарату на продуктивність та оптимального їх співвідношення, використаний метод планування багатофакторного експерименту [5, 6].

Регулюваннями параметрами розробленої конструкції вібраційно-дискового висівного апарату є: кут  $\alpha$  нахилу висівного диска до горизонту, амплітуда коливання  $A$  висівного диска та частота коливань  $\omega_{вб}$  висівного диска.

Для опису поверхні області оптимуму результатів дії цих факторів було прийняте рототабельне центрально-композиційне планування Бокса для трьохфакторного експерименту другого рівня. В якості критерію оптимізації процесу висіву прийнятий кількість висіяного насіння за один оберт диска  $q$  (питома продуктивність). Матриця планування експериментів, реалізована для прийнятого критерію ефективності у 3-кратній повторності, наведена у табл. 2. При цьому розмір вибірки для випадкової величини  $q$  дорівнює  $N=20$ .

Позначення, які наведені в таблиці 2, характеризують дійсні значення факторів, які аналізуються:  $x_{1,д}$  – кут нахилу висівного диска до горизонту  $\alpha$  (град.),  $x_{2,д}$  – амплітуда коливань висівного диска  $A$  (мм),  $x_{3,д}$  – частота коливань висівного диска  $\omega_{вб}$  ( $c^{-1}$ ) та відповідні кодовані значення –  $x_{1,к}$ ,  $x_{2,к}$ ,  $x_{3,к}$ .



Обробку даних виконували на ЕОМ з використанням математичних пакетів «Statistica-6.0» та «MathCAD-2001» за умов апроксимації відповідних критеріїв ефективності поліномом другого порядку в залежності від трьох зазначених факторів процесу висіву. Результати розрахунків дозволили отримати рівняння регресії, що характеризує кількість висіву насіння люцерни вібраційно-дисковим апаратом:

$$q = 0,5136 - 0,0356x_{1,к} - 0,0837x_{2,к} - 0,0373x_{3,к} - 0,0098x_{1,к}^2 - 0,0079x_{1,к}x_{2,к} - (3) \\ - 0,0100x_{1,к}x_{3,к} - 0,0169x_{2,к}^2 + 0,0154x_{2,к}x_{3,к} - 0,0166x_{3,к}^2.$$

де  $x_{1,к}$ ,  $x_{2,к}$ ,  $x_{3,к}$  – фактори у кодованому вигляді. Коефіцієнт множинної кореляції і детермінації дорівнює  $R_k = 0,98483$ ,  $R_k^2 = 96,989$  %.

Таблиця 2 – Реалізація плану-експерименту для визначення оптимальних значень параметрів роботи вібраційно-дискового апарату для висіву люцерни з заданою продуктивністю

№ п/п	Кут нахилу висівного ди- ска до гори- зонту, $\alpha$		Амплітуда ко- ливань висів- ного диска, А		Частота ко- ливань висів- ного диска, $\omega_{об}$		Питома продуктивність $q$ , г				
	$X_{1,д}$	$X_{1,к}$	$X_{2,д}$	$X_{2,к}$	$X_{3,д}$	$X_{3,к}$	Експериментальні зна- чення				Теоре- тичні зна- чення
							1	2	3	Серед- не	
1	32,50	1,000	8,00	1,000	75,36	1,000	0,290	0,345	0,315	0,317	0,311
2	27,50	-1,000	8,00	1,000	75,36	1,000	0,445	0,410	0,425	0,427	0,418
3	32,50	1,000	4,00	-1,000	75,36	1,000	0,505	0,490	0,465	0,487	0,464
4	27,50	-1,000	4,00	-1,000	75,36	1,000	0,535	0,580	0,570	0,562	0,539
5	32,50	1,000	8,00	1,000	56,52	-1,000	0,335	0,385	0,355	0,358	0,375
6	27,50	-1,000	8,00	1,000	56,52	-1,000	0,405	0,440	0,430	0,425	0,442
7	32,50	1,000	4,00	-1,000	56,52	-1,000	0,620	0,575	0,565	0,587	0,589
8	27,50	-1,000	4,00	-1,000	56,52	-1,000	0,580	0,655	0,640	0,625	0,624
9	34,20	1,682	6,00	0,000	65,94	0,000	0,455	0,395	0,420	0,423	0,426
10	25,80	-1,682	6,00	0,000	65,94	0,000	0,545	0,565	0,510	0,540	0,546
11	30,00	0,000	9,30	1,682	65,94	0,000	0,365	0,310	0,345	0,340	0,325
12	30,00	0,000	2,60	-1,682	65,94	0,000	0,560	0,610	0,580	0,583	0,607
13	30,00	0,000	6,00	0,000	81,64	1,682	0,370	0,405	0,340	0,372	0,404
14	30,00	0,000	6,00	0,000	50,24	-1,682	0,585	0,550	0,525	0,553	0,529
15	30,00	0,000	6,00	0,000	65,94	0,000	0,495	0,540	0,525	0,520	0,514
16	30,00	0,000	6,00	0,000	65,94	0,000	0,510	0,485	0,535	0,510	0,514
17	30,00	0,000	6,00	0,000	65,94	0,000	0,545	0,525	0,500	0,523	0,514
18	30,00	0,000	6,00	0,000	65,94	0,000	0,530	0,500	0,475	0,502	0,514
19	30,00	0,000	6,00	0,000	65,94	0,000	0,515	0,540	0,480	0,512	0,514
20	30,00	0,000	6,00	0,000	65,94	0,000	0,550	0,490	0,510	0,517	0,514

В табл. 2 додатково наведені результати визначення середніх експериментальних значень критерію ефективності та відповідних теоретичних значень, обчислених за отриманим рівнянням регресії.

Необхідною передумовою статистичного аналізу рівнянь регресії є приналежність відповідної вихідної величини нормальному закону розподілу та однорідність дисперсій дослідів для них.

Відповідність гіпотези про нормальність закону розподілення критерію ефективності (вихідної величини)  $q$ , є випадковою величиною, яка перевіряється методом порівняння критеріїв асиметрії та ексцесу (оскільки в даному випадку вибірка  $N=20 < 50$ ) за відповідними їх похибками [7].

За розрахунками, виконаними за допомогою математичного пакету «Statistica-6.0», модуль асиметрії розподілу та ексцесу кожної випадкової величини менші за відповідні стандартні похибки (граничні значення середнього квадратичного відхилення  $S_{As}$  і  $S_{Ec}$ ) асиметрії  $As$  та ексцесу  $Ec$ , тобто:

$$\begin{aligned} |As| &= 0,486996 < 3 \cdot |S_{As}| = 0,512103; \\ |Ec| &= 0,735033 < 5 \cdot |S_{Ec}| = 0,992384. \end{aligned} \quad (4)$$

Тому розподіл випадкової величини для критерію ефективності (питомої продуктивності  $q$ ), визначений при висіві насіння люцерни, вважається таким, що відповідає нормальному закону розподілення.

Перевірка однорідності дисперсій експериментів, за умови, що кількість спостережень (повторень) у кожному досліді є сталою величиною, виконували з використанням  $G$ -критерію Кохрена [5].

Як показали результати цієї перевірки, розрахункове значення критерію Кохрена для питомої продуктивності висіву насіння люцерни –  $G_{розр} = 0,072$ . Згідно довідникових даних [5], для достовірної імовірності  $p = 0,95$  (рівень значущості  $q = 0,05$ ), кількості незалежних значень дисперсій  $N = 20$  шт. та степені вільності вибірки експериментальних даних  $f_N = 2$ , табличне (граничне) значення критерію Кохрена становить  $G_{табл} = 0,270$ . Оскільки  $G_{розр} = 0,072 < G_{табл} = 0,270$ , то однорідність дисперсій для зазначених випадкових величин забезпечується, тобто різниця між значеннями спостережень перебуває в межах необхідної точності досліді і не перевищує 5%. Отримані нерівності також засвідчують можливість повторного відтворення результатів дослідів і, як наслідок цього, отримання аналогічних рівнянь регресії, що обумовлюється другою перевіркою статистичного аналізу.

Перевірка значущості коефіцієнтів рівняння регресії виконувалась з використанням критерію Ст'юдента [6, 7].

Результати перевірки засвідчують, що при довірчій імовірності  $p = 0,95$ , жодне зі значень коефіцієнтів рівняння регресії (3) не виходить за межі відповідних допустимих довірчих інтервалів та граничних значень рівнів значущості (0,0073), а тому всі десять коефіцієнтів цих рівнянь є значущими.

Враховуючи співвідношення між дійсними та кодованими значеннями факторів [8]:

$$x_{1,к} = \frac{\alpha - 30,0}{2,5}; \quad x_{2,к} = \frac{A - 6,0}{2,0}; \quad x_{3,к} = \frac{\omega_{\text{об}} - 65,9}{9,4} \quad (5)$$

та результати попередньої перевірки на значущість коефіцієнтів, рівняння регресії (3) записується у декодованому вигляді:

$$q = -0,9690 + 0,1174\alpha + 0,0024A + 0,0287\omega_{\text{об}} - 0,0016\alpha^2 - 0,0016\alpha A - 0,0004\alpha\omega_{\text{об}} - 0,0042A^2 + 0,0080A\omega_{\text{об}} - 0,0002\omega_{\text{об}}^2. \quad (6)$$

Адекватність одержаних рівнянь регресії перевіряли за допомогою  $F$ -критерію Фішера [6 – 8]. Результати перевірки зведені у таблицю 3.

Таблиця 3 – Результати перевірки адекватності рівняння регресії з визначення питомої продуктивності висіву

Дисперсія	Відновлення досліду $D_y$	0,00074
	Адекватності рівняння регресії $D_a$	0,0013
Достовірна імовірність $p$		0,95
Кількість дослідів $N$		20
Кількість повторів для кожного досліду $ms$		3
Кількість значущих коефіцієнтів рівняння регресії $b_k$		10
Число ступенів вільності	Дисперсії відновлення (досліду) $f_y$	40
	Дисперсії адекватності $f_{\text{ад}}$	10
$F$ -критерій Фішера	Табличне значення $F_{\text{табл}}$	2,661
	Розрахункове значення $F_{\text{розн}}$	1,808

На підставі обробки результатів вимірів та обчислень, встановлено, що з 95%-ною імовірністю нульова гіпотеза про невідповідність теоретичних залежностей результатам експериментальних досліджень відхиляється, тобто адекватність опису рівняннями (4) результатів вимірів забезпечується, оскільки:  $F_{\text{розн}} = 1,808 < F_{\text{табл}} = 2,661$ . Дослідження впливу окремих параметрів на величину критерію ефективності – питомої продуктивності висіву насіння люцерни наведенні на рисунках 1 - 3.

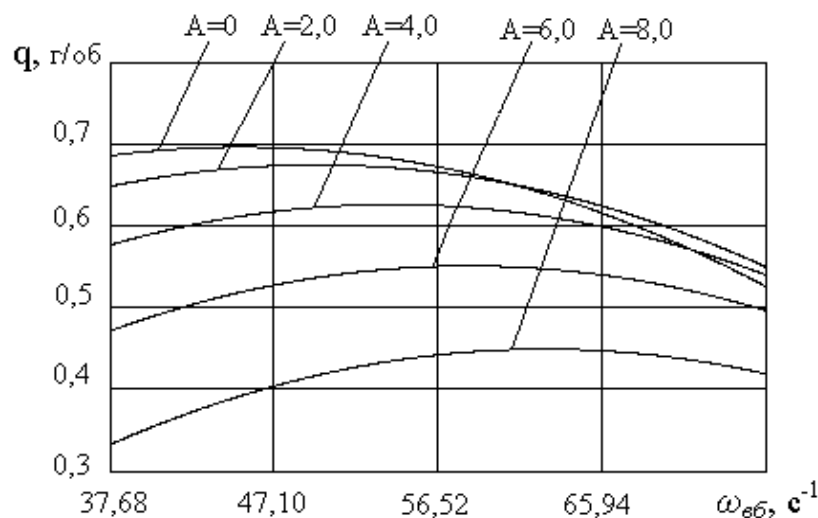


Рис. 1. Вплив частоти коливань  $\omega_{об}$ , при різних значеннях амплітуди коливань  $A$  і фіксованому значенню кута нахилу висівного диска  $\alpha = 27,5^{\circ}$ , на кількість висіву насіння за один оберт диска.

Вплив частоти та амплітуди коливань на кількість насіння, яке висівається за один оберт висівного диска наведений на рис. 1. Аналіз отриманих результатів показує, що із збільшенням частоти коливань висівного диска, кількість насіння, що висівається, спочатку зростає до певного значення при різних значеннях амплітуди коливань диска, а далі зменшується. Причому, за малих значень амплітуди кількість висівного насіння зменшується більш інтенсивно за рахунок погіршення умов заповнення висівної канавки, (порушується неперервність потоку), а при збільшенні амплітуди коливань за рахунок скочування більш округлого насіння з висівної канавки до зони завантаження.

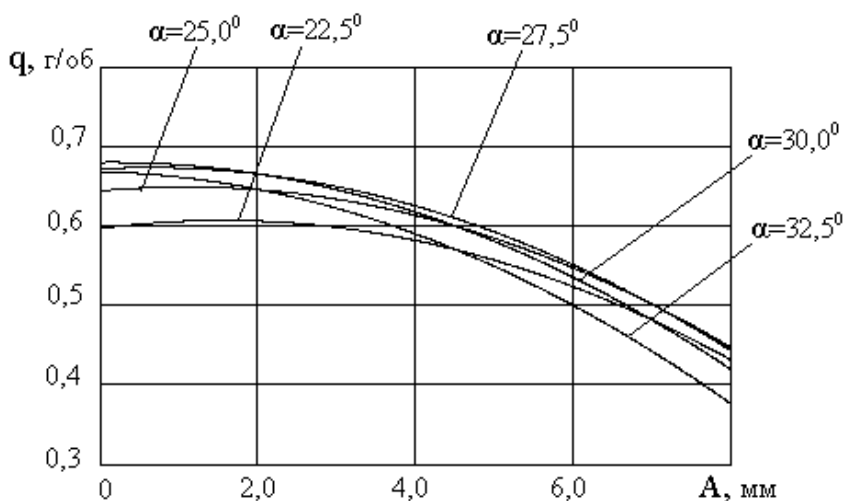


Рис. 2. Вплив амплітуди коливань  $A$ , при різних значеннях кута нахилу  $\alpha$  і фіксованої частоти коливань висівного диска  $\omega_{об} = 56,52 \text{ c}^{-1}$ , на кількість висіву насіння за один оберт диска.

На рис. 2 наведені результати досліджень впливу амплітуди коливань висівного диска та кута його нахилу до горизонту на кількість висіву насіння. Збільшення амплітуди коливання призводить до зменшення кількості висівного насіння. Наприклад: при  $A = 2$  мм –  $q = 0,64$  г/об., а при  $A = 8$  мм –  $q = 0,44$  г/об. (при  $\alpha = 25^\circ$ ), тобто зменшилась на 0,20 г/об. За однаковою амплітудою коливань кількість висівного насіння, при різних значеннях  $\alpha$ , зменшується менш інтенсивно. Аналіз результатів досліджень впливу кута нахилу диска та частоти його коливань на висів насіння (рис. 3) показує, що збільшення кута нахилу диска при різних частотах має свій оптимум. При малих кутах нахилу диска, малої частоти коливань не вистачає для формування неперервного потоку насіння у висівній канавці ( $\omega = 37,68$  с<sup>-1</sup>,  $\alpha = 22,5^\circ$ ). Збільшення частоти при малих кутах нахилу поліпшує заповнення висівної канавки у нижній частині висівного апарату, що збільшує кількість насіння висівного за один оберт. Слід відзначити, що максимальні значення висівного насіння для більших частот коливань отримані при менших значеннях кутів нахилу висівного диска.

Рівняння регресії дозволяє також проаналізувати вплив одночасної зміни двох параметрів: частоти коливань  $\omega_{об}$  та кута  $\alpha$  нахилу висівного диска (рис. 4), амплітуди коливань  $A$  та кута  $\alpha$  нахилу висівного диска (рис. 5), амплітуди  $A$  та частоти коливань  $\omega_{об}$  висівного диска (рис. 6) на величину кількості висіву  $q$  насіння люцерни за один оберт диска.

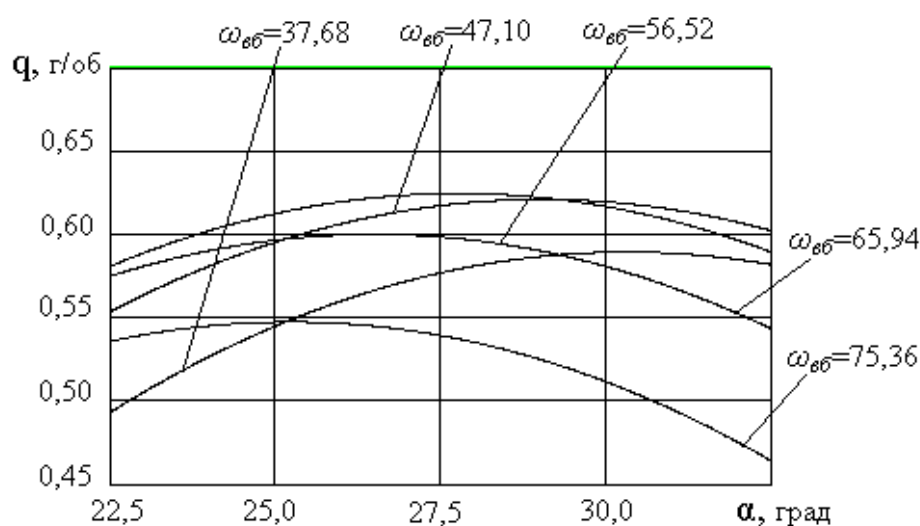


Рис. 3. Вплив кута нахилу  $\alpha$ , при різних значеннях частоти коливань  $\omega_{об}$  і фіксованому значенню амплітуди коливань висівного диска  $A = 4$  мм, на кількість висіву насіння за один оберт диска.

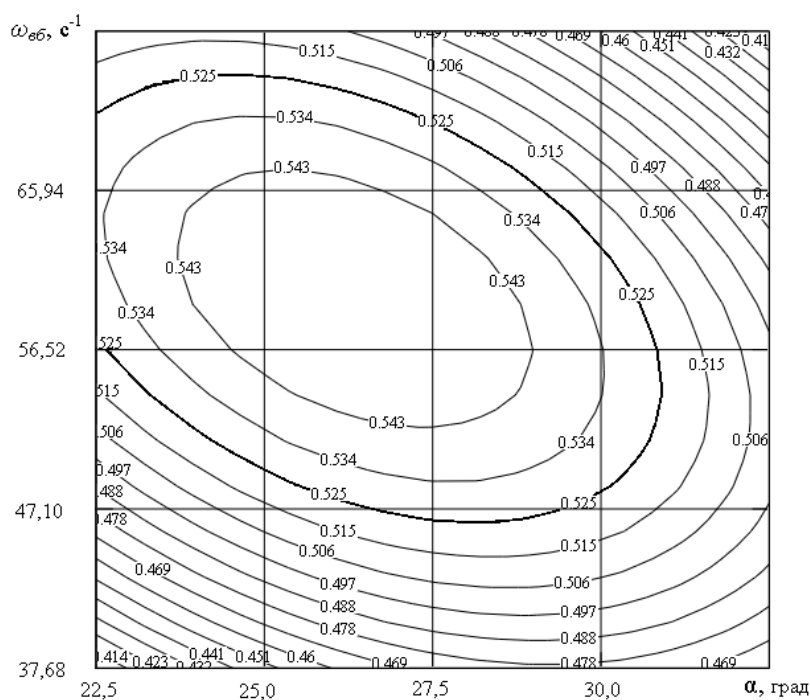


Рис. 4. Поверхня відгуку кількості висіву  $q$  насіння люцерни за один оберт диска в залежності від кута нахилу  $\alpha$  та частоти коливань  $\omega_{66}$  при фіксованому значенні амплітуди коливань висівного диска  $A = 6 \text{ мм}$

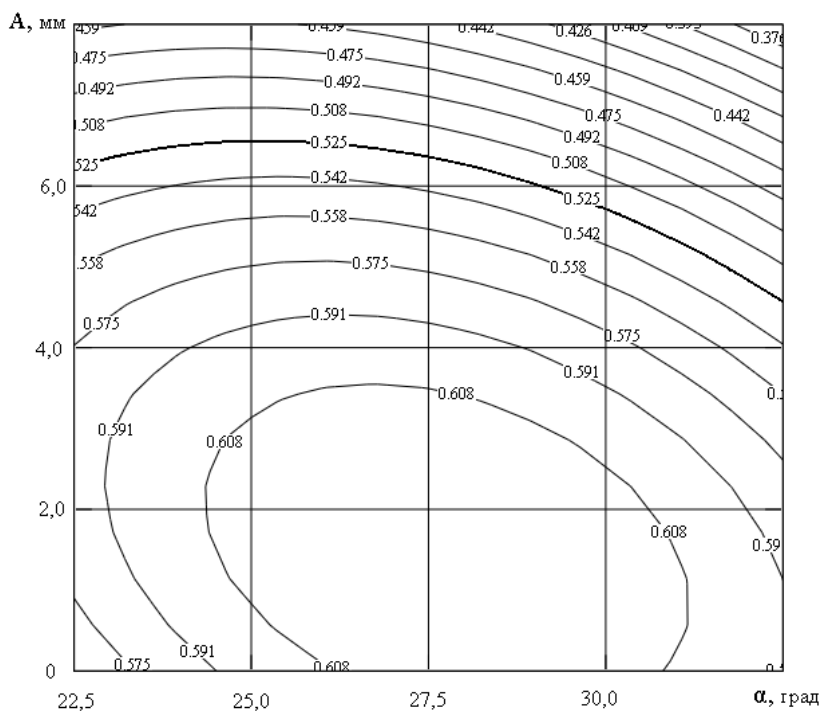


Рис. 5. Поверхня відгуку кількості висіву  $q$  насіння люцерни за один оберт диска в залежності від кута нахилу  $\alpha$  та амплітуди

коливань  $A$  при фіксованому значенні частоти коливань висівного диска  $\omega_{\text{вб}} = 65,94 \text{ с}^{-1}$

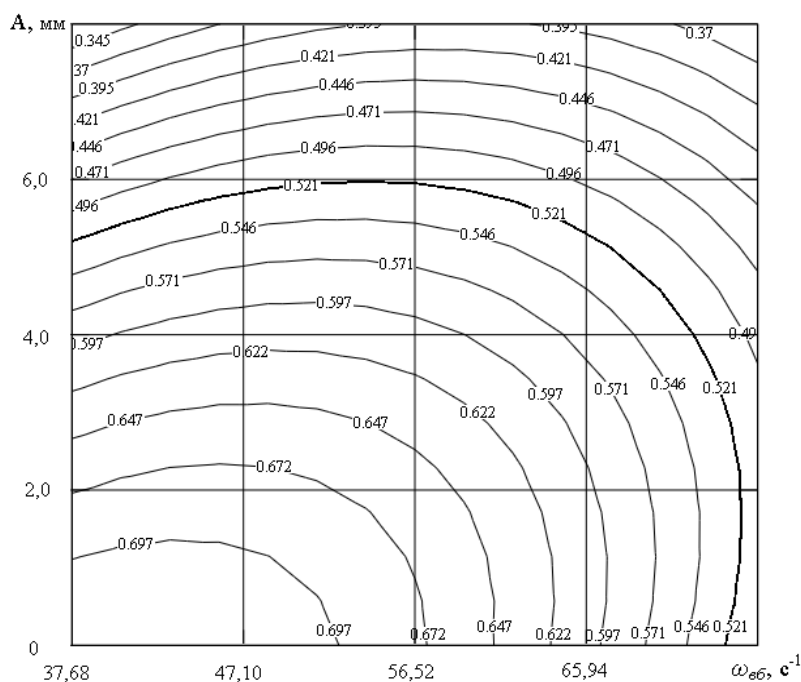


Рис. 6. Поверхня відгуку кількості висіву  $q$  насіння люцерни за один оберт диска в залежності від частоти коливань  $\omega_{\text{вб}}$  та амплітуди коливань  $A$  при фіксованому значенні кута нахилу висівного диска  $\alpha = 31,25^\circ$

Отримані графіки (рис. 4 -6) дозволяють вибирати значення регулювальних параметрів при яких вібраційно-дисконий висівний спроможний забезпечити задану норму висіву насіння люцерни.

Оскільки регулюванні значення параметрів розробленої конструкції змінюються дискретно, за одержаними номограмами підбирають їх набір значень, які найбільш повно відповідають заданій норми висіву.

*Висновки.* На основі досліджень розроблені номограми для вибору значень регулювальних параметрів вібраційно-дисконий висівного апарата, при яких забезпечується задана норма висіву насіння люцерни.

#### Література

1. *Жарінов В.І.* Люцерна / *В.І. Жарінов, В.С. Клюй.* – К.: Урожай. – 1990. – 320 с.
2. Пат. 19548 Україна, МПК А01С7/16. Вібраційно-дисконий висівний апарат / *П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко.* - № 200607444; заявл. 04.07.2006; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12 .

3. *Заїка П.М.* Характеристики руху тіла насіння сферичної форми у вібраційному висівному апараті / *П.М. Заїка, Р.В. Кириченко, Ю.О. Манчинський* // Всеукраїнський науково-технічний журнал «Вибрації в техніці та технологіях». – 2006. – №1 (43). – С. 44-48.

4. *Бакум М.В.* Оптимізація параметрів вібраційно-дискового апарату для висіву люцерни на насіння / *М.В. Бакум, Р.В. Кириченко* // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – Вип. 93. Том 1. – С. 88-97.

5. *Пилипчик М.І.* Математичне планування багатофакторного експерименту: Навч. посібник / *М.І. Пилипчик, М.Д. Кірик., А.С. Григор'єв [та ін]*. - Л.: УкрДЛТУ, 2004. – 54 с.

6. *Налимов В.В.* Теорія експерименту / *В.В. Налимов* // М.: Наука, 1976. – 208 с.

7. *Пилипчик М.І.* Основи наукових досліджень: Підручник / *М.І. Пилипчик, А.С. Григор'єв, В.В. Шостак*. - К.: Знання, 2007. – 270 с.

8. *Нечаєв В.П.* Теорія планування експерименту: навч. посібник / *В.П. Нечаєв, Т.М. Берідзе, В.В. Кононенко [та ін]*. - К.: Кондор, 2005. – 232 с.

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ВИБРАЦИОННО-ДИСКОВОГО ВЫСЕВАЮЩЕГО АППАРАТА**

Н.В. Бакум, Р.В. Кириченко

**Аннотація** - На основі моделювання технологічного процесу вібраційно-дискового висеваючого апарату отримані номограми раціонального вибору параметрів для висіву насіння люцерни з заданою продуктивністю.

## **DESIGN OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF VIBRATION- DISK SOWING VEHICLE**

M. Bakum, R. Kyrychenko

### **Summary**

On foundation of design of technological process of vibration-disk sowing vehicle the graphs of rational choice of parameters for sowing of seeds of alfalfa with the set productivity are got.



УДК 631.362.36; 621.928.9

## К ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИКИ ПРОДУВАЕМОГО СЛОЯ ЗЕРНОВОЙ СМЕСИ

Тищенко Л.Н., д.т.н.,

Слипченко М.В., асп.

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенко*

Тел. (057) 700-38-92

**Аннотация** – составлена математическая модель динамики двухфазной среды, исследована динамика слоя зерновой смеси, продуваемого воздушным потоком, установлены закономерности изменения объемной плотности, давления.

**Ключевые слова** – зерновая смесь, воздушный поток, динамика продуваемого слоя.

*Постановка проблемы.* Для повышения эффективности очистки зерновых смесей (ЗС) от легких примесей виброцентробежными сепараторами ОАО "Вибросепаратор" (г. Житомир) разработано новое пневмосепарирующее устройство [1-3] с дополнительной очисткой на воздухопроницаемом каскадном конусе. Для извлечения легких примесей из зернового слоя используется воздушный поток (ВП). При этом возникает «псевдооживленное» или «псевдокипящее» состояние зернового слоя [4]. Изучению псевдооживленного состояния сыпучих сред посвящено много работ, в которых исследуются физика процессов, строятся физическая и математическая модели явления [4-6]. Однако исследований по динамике продуваемого ВП слоя ЗС, установлению при этом закономерностей определяющих параметров нет.

*Формулирование целей статьи.* Получение зависимостей для расчета распределения объемной плотности ЗС, скоростей и давления ВП по глубине слоя.

*Основная часть.* Рассмотрим слой ЗС, который располагается на воздухопроницаемой поверхности  $S_1$  (рис. 1), имитирующей скатную поверхность каскадного конуса. Обозначим через  $\alpha_1, \alpha_2$  объемные плотности воздуха и ЗС, соответственно.

Под объемной плотностью понимаем отношение объема воздуха  $V_1^*$  (или ЗС  $V_2^*$ ) в некоторой части среды в целом к объему этой части  $V^*$ . Пусть  $\alpha_{20}$  - объемная плотность зерна в покое (в состоянии плотной упаковки). Эта величина зависит от того, каким образом упакованы дисперсные частицы и даже для сферических частиц меняется в пределах  $0,52 \div 0,74$  [7]. Будем считать распределение частиц в плоскости  $S_1$  однородным. Обозначим через  $H_0$  глубину слоя в упакованном состоянии. Тогда объем  $V_0$  такого слоя, приходящийся на единицу площади поверхности  $S_1$ , будет равен:

$$V_0 = H_0 \alpha_{20}. \quad (1)$$

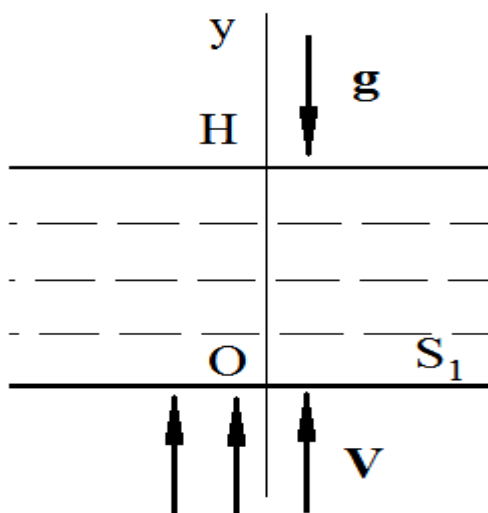


Рис. 1. Расчетная схема к исследованию динамики продуваемого слоя зерновой смеси

Пусть ВП поступает к слою ЗС с начальной скоростью  $\vec{V} = V\vec{e}_y$ , где  $\vec{e}_y$  является ортом оси  $Oy$ , а  $V = const$ . При прохождении ВП через слой ЗС при определенной скорости  $V$ , происходит его «вскипание». Объемная плотность  $\alpha_2$  уменьшается, а толщина слоя  $H$  увеличивается таким образом, что выполняется соотношение

$$\int_0^H \alpha_2(y) dy = H_0 \alpha_{20}, \quad (2)$$

выражающее равенство количества ЗС до псевдооживления и после. Эксперименты свидетельствуют, что в псевдооживленном состоянии объемная плотность ЗС убывает с увеличением высоты от  $y$  до  $H$ . Слои с противоположным направлением градиента  $\alpha_2(y)$  оказываются неустойчивыми [6].

Введем обозначения:

- $\rho_i = \rho_i^0 \alpha_i$  - плотность  $i$ -ой среды ( $i=1$  - воздух,  $i=2$  - ЗС),
- $\rho_i^0$  - истинная плотность  $i$ -ой среды,
- $\vec{v}_i, p_i, \mu_i, \lambda_i$  - скорость, давление, сдвиговая и объемная динамические вязкости  $i$ -ой среды, соответственно,
- $\vec{f}_{12}$  - объемная сила, с которой первая среда воздействует на вторую.

Согласно законам механики сплошных сред уравнения динамики имеют вид:

$$\frac{\partial \alpha_1}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha_1 \vec{v}_1) = 0, \quad (3)$$

-уравнение неразрывности, выражающее собой закон сохранения массы,

$$\frac{\partial \rho_1 \vec{v}_1}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho_1 \vec{v}_1 \vec{v}_1) = -\nabla p_1 + \nabla[(\lambda_1 - 2\mu_1/3) \operatorname{div} \vec{v}_1] + \operatorname{div}(\mu_1 \nabla \vec{v}_1) + \nabla[\mu_1 \operatorname{div}(\vec{v}_1)] - \vec{f}_{12} + \rho_1 \vec{g} \quad (4)$$

- уравнение движения, выражающее собой закон изменения импульсов для несущей среды. Аналогичные уравнения имеют место и для дисперсной среды:

$$\frac{\partial \alpha_2}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha_2 \vec{v}_2) = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho_2 \vec{v}_2}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho_2 \vec{v}_2 \vec{v}_2) = -\nabla p_2 + \nabla[(\lambda_2 - 2\mu_2/3) \operatorname{div} \vec{v}_2] + \operatorname{div}(\mu_2 \nabla \vec{v}_2) + \nabla[\mu_2 \operatorname{div}(\vec{v}_2)] + \vec{f}_{12} + \rho_2 \vec{g}. \quad (6)$$

Здесь сила  $\vec{f}_{12}$  отражает взаимодействие между компонентами среды. Как показывают эксперименты и эмпирический анализ, эта величина представляет результирующую сил Архимеда, Стокса, Магнуса и силы, связанной с присоединенной массой [8]. В случае рассмотрения динамики "кипящего" зернового слоя силами Архимеда, Магнуса и силой присоединенной массы можно пренебречь. Тогда указанная сила выражает собой лишь силу вязкого воздействия ВП на дисперсные частицы. Действие ВП на единичную сферическую частицу определяется силой Стокса [9]:

$$\vec{F}_{12} = \frac{1}{2} C_\mu \pi a_2^2 |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| (\vec{v}_1 - \vec{v}_2), \quad (7)$$

где  $C_\mu$  - коэффициент сопротивления,  $a_2$  - радиус сферической частицы (в случае несферических частиц в (7) вводят поправочный коэффициент).

Коэффициент  $C_\mu$  зависит от числа Рейнольдса  $Re = 2a_2 \rho_1^0 |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| \mu_1^{-1}$ . При больших числах Рейнольдса ( $Re \geq 10$ ) имеем  $C_\mu = 0,44$  [4]. Объемная плотность силы  $\vec{f}_{12}$  тогда равна  $\vec{f}_{12} = n_2 \vec{F}_{12}$ , где  $n_2 = \alpha_2 \left(\frac{4}{3} \pi a_2^3\right)^{-1}$  - число дисперсных частиц в единице объема. Окончательно, получаем:

$$\vec{f}_{12} = 0,165 \alpha_2 a_2^{-1} |\vec{v}_1 - \vec{v}_2| (\vec{v}_1 - \vec{v}_2). \quad (8)$$

Уравнения механики сплошных сред представляют собой незамкнутую систему дифференциальных уравнений в частных производных. Они должны быть дополненными замыкающими соотношениями. Эти соотношения формулируют на основе термодинамики сплошных сред и возможно дополнительных физических соображений. В рассматриваемом случае эти соотношения имеют вид:

$$\alpha_1 + \alpha_2 = 1, \quad (9)$$

$$p_1 = p_1(\alpha_1, T_1), \quad (10)$$

$$p_2 = p_2(\alpha_2, T_2). \quad (11)$$

Уравнение (9) является прямым следствием определения величин  $\alpha_i$ . Соотношения (10), (11) представляют собой термические уравнения состояния ( $T_1$ -температура воздуха,  $T_2$ -температура «кипящего» зернового слоя). Для газа обычно предполагают, что он баротропный:  $p_1 = p_1(\alpha_1)$ , отсутствует зависимость от температуры. Для «кипящего» зернового слоя Гольдштик М.А. [7] устанавливает уравнение состояния, аналогичное уравнению некоего специфического газа, в виде:

$$p_2 = \frac{107}{1 - k_{ak}^2} \frac{\rho_1^0}{\rho_2^0} \rho_1^0 v_1^2 F(\alpha_2), \quad (12)$$

где  $k_{ak}$  - коэффициент аккомодации для дисперсных частиц, а функция  $F(\alpha_2)$  определяется соотношением:

$$F(\alpha_2) = \alpha_2 \frac{(\alpha_{20} / \alpha_2)^{1/3} - 1}{(1 - \alpha_2)^2}, \quad (13)$$

график, которой представлен на рис.2.

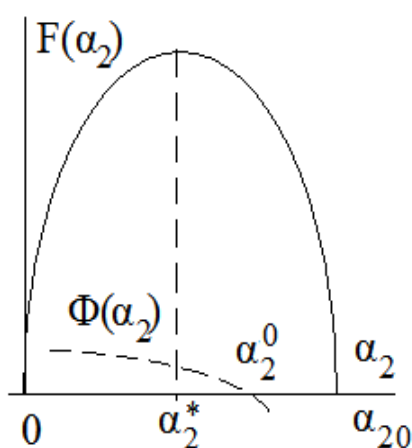


Рис. 2. График функции  $F(\alpha_2)$

Функция  $F(\alpha_2)$  имеет максимум на интервале  $0 < \alpha_2 < \alpha_{20}$  в точке  $\alpha_2 = \alpha_2^*$ , которая разделяет этот интервал на две части: левая, где производная  $dF/d\alpha_2 > 0$ , и правая, где  $dF/d\alpha_2 < 0$ . Соответствующий же

знак имеет и производная давления  $p_2$  по  $\alpha_2$ . Термодинамическая теория устойчивости свидетельствует, что состояние газа, при котором  $dp_2/d\alpha_2 > 0$  является неустойчивым. Противоположный же знак производной говорит об устойчивости соответствующего состояния.

Далее рассмотрим уравнения стационарного "кипящего" слоя. Задача рассматривается при следующих предположениях:

- для стационарного движения двухфазной среды усредненные скорости дисперсной составляющей равны нулю,  $\bar{v}_2 = 0$ ;

- движение ВП внутри зернового слоя одномерное и направленное вдоль оси  $Oy$ . Следовательно

$$\bar{v}_1 = v_1(y)\vec{e}_y, p_1 = p_1(y), p_2 = p_2(y), \alpha_1 = \alpha_1(y), \alpha_2 = \alpha_2(y).$$

Тогда, с учетом сделанных предположений и соотношений (9), (12), систему дифференциальных уравнений можно представить в виде:

$$\frac{d(\alpha_1 v_1)}{dy} = 0, \quad (14)$$

$$\frac{d(\alpha_1 v_1^2)}{dy} = -\frac{1}{\rho_1^0} \frac{dp_1}{dy} + \frac{1}{\rho_1^0} \left( \lambda_1 + \frac{1}{3} \mu_1 \right) \frac{d^2 v_1}{dy^2} - \frac{K_\mu}{\rho_1^0} \alpha_2 v_1 - \alpha_1 g, \quad (15)$$

$$-K_p \frac{d}{dy} [v_1^2 F(\alpha_2)] + \frac{K_\mu}{\rho_2^0} \alpha_2 v_1 - g \alpha_2 = 0. \quad (16)$$

$$K_\mu = \frac{9\mu_1}{2\alpha_2^2}, \quad K_p = \frac{107}{1-k_{ak}^2} \left( \frac{\rho_1^0}{\rho_2^0} \right)^2. \quad (17)$$

Данная система уравнений должна быть дополнена граничными условиями. Для скорости  $v_1$  при  $y=0, H$  ставится условие непрерывности потока массы газа, проходящего через соответствующую границу [7]:

$$\alpha_1 v_1 = V \quad (y=0, H). \quad (18)$$

Уравнение (14) очевидным образом интегрируется и приводит к выражению постоянства расхода массы через поперечное сечение ( $y = const$ ) слоя:  $\alpha_1 v_1 = const$ , что с учетом (9) позволяет записать выражение:

$$v_1 = \frac{V}{1-\alpha_2}. \quad (19)$$

После подстановки (19) в уравнение (16) получим уравнение относительно неизвестной  $\alpha_2(y)$ :

$$-K_p V^2 \frac{d}{dy} \left[ \frac{F(\alpha_2)}{(1-\alpha_2)^2} \right] + \frac{K_\mu V}{\rho_2^0} \frac{\alpha_2}{1-\alpha_2} - g \alpha_2 = 0. \quad (20)$$

Представим последнее уравнение в форме, удобной для дальнейшего численного исследования. Для этого продифференцируем по  $\alpha_2$  выражение  $F(\alpha_2)(1-\alpha_2)^{-2}$ , введем обозначение:

$$\Phi = \Phi(\alpha_2) = \frac{d}{d\alpha_2} \left[ \frac{F(\alpha_2)}{(1-\alpha_2)^2} \right], \quad (21)$$

$$\frac{d\alpha_2}{dy} = \frac{\alpha_2}{K_p V^2 \Phi(\alpha_2)} \left[ \frac{K_\mu V}{\rho_2^0 (1-\alpha_2)} - g \right], \quad (22)$$

представляющее собой нелинейное обыкновенное дифференциальное уравнение первого порядка, физически осмысленное решение которого должно быть монотонно убывающим по  $y$ . Последнее условие выдвигает определенные ограничения на параметры задачи, позволяющие получить решение, имеющее физический смысл. Правая часть уравнения (22) должна быть отрицательной. Это требование приводит к тому, что знаки функций  $\Phi(\alpha_2)$  и  $K_\mu V - g\rho_2^0(1-\alpha_2)$  должны быть противоположными. Выше было сказано, что условие термодинамической устойчивости состояния слоя требует выполнения неравенств  $\alpha_2^* < \alpha_2 < \alpha_{20}$ . В этом диапазоне изменения  $\alpha_2$ , как нетрудно показать, функция  $\Phi(\alpha_2)$  является монотонно убывающей и меняет знак при переходе через  $\alpha_2 = \alpha_2^0$  ( $\alpha_2^* < \alpha_2^0 < \alpha_{20}$ ) (рис.2). Кипение слоя при продувке ВП начинается из состояния с  $\alpha_2 = \alpha_{20}$  и затем значение  $\alpha_2$  уменьшается. Т.о., развитие "кипящего" слоя происходит в области  $\alpha_2^* < \alpha_2 < \alpha_{20}$  с отрицательными значениями  $\Phi(\alpha_2)$ . Следовательно, функция  $K_\mu V - g\rho_2^0(1-\alpha_2)$  в этом диапазоне должна быть положительной, откуда следует неравенство:

$$V > \frac{g\rho_2^0(1-\alpha_2)}{K_\mu}. \quad (23)$$

Достаточным условием выполнения последнего неравенства является соотношение:

$$V > \frac{g\rho_2^0(1-\alpha_2^0)}{K_\mu}. \quad (24)$$

Свободная поверхность слоя ( $y = H$ ) характерна тем, что при переходе через нее теряется возможность существования собственно "кипящего" слоя, а параметры задачи принимают значения из области недопустимых значений. В частности, здесь  $\alpha_2$  становится равной или меньшей значения  $\alpha_2^0$ . Эти соображения позволяют поставить граничное условие при  $y = H$  в форме:

$$\alpha_2(H) = \alpha_2^0, \quad (25)$$

где  $\alpha_2^0$  представляет собой корень функции  $\Phi(\alpha_2)$ .

Ниже приведем алгоритм для численного решения задачи. Произведем следующую замену переменной в выше приведенных соотношениях:

$$z = H - y. \quad (26)$$

В результате приходим к задаче Коши для обыкновенного дифференциального уравнения первого порядка в нормальном виде:

$$\frac{d\alpha_2}{dz} = -\frac{\alpha_2}{K_p V^2 \Phi(\alpha_2)} \left[ \frac{K_\mu V}{\rho_2^0 (1 - \alpha_2)} - g \right], \quad (27)$$

$$\alpha_2(0) = \alpha_2^0 \quad (\alpha_2 = \alpha_2(z)).$$

Для численного решения данной задачи используем одношаговый метод Рунге-Кутты четвертого порядка с двухсторонними оценками и автоматическим выбором шага интегрирования. В процессе численного решения уравнения определяется величина:

$$\int_0^z \alpha_2(\xi) d\xi, \quad (28)$$

Скорость газа определяется после нахождения  $\alpha_2(z)$  по формуле (19). Уравнение (15) превращается в уравнение для определения распределения давления  $p_1(z)$  по слою:

$$\frac{dp_1}{dz} = -\rho_1^0 \frac{d(\alpha_1 v_1^2)}{dz} - \left( \lambda_1 + \frac{1}{3} \mu_1 \right) \frac{d^2 v_1}{dy^2} + K_\mu \alpha_2 v_1 + \alpha_1 g, \quad (29)$$

которое интегрируется численно после нахождения  $\alpha_1, v_1$ . Как известно, давление в среде определяется с точностью до постоянной. Поэтому в расчетах принимаем  $p_1(0) = 0$ . Применение операции интегрирования к обеим частям уравнения (29) приводит к следующему выражению для давления:

$$p_1(z) = \rho_1^0 g \int_0^z \alpha_2(z) dz + K_\mu V \int_0^z \frac{\alpha_2(z)}{1 - \alpha_2(z)} dz -$$

$$-\left( \lambda_1 + \frac{1}{3} \mu_1 \right) \left[ \frac{dv_1}{dz}(z) - \frac{dv_1}{dz}(0) \right] - \rho_1^0 V [v_1(z) - v_1(0)]. \quad (30)$$

Результаты вычислений приведены в виде графиков на рис.3. Исходные данные, которые использовали при расчетах, приведены в табл. 1.

Таблица 1 - Исходные данные для численного решения

$\rho_1^0$ , кг м <sup>-3</sup>	$\rho_2^0$ , кг м <sup>-3</sup>	$H_0$ , м	$\alpha_{20}$	$\mu_1$ , кг м <sup>-1</sup> с <sup>-1</sup>
1,3	700	0,02	0,64	$1,75 \cdot 10^{-3}$

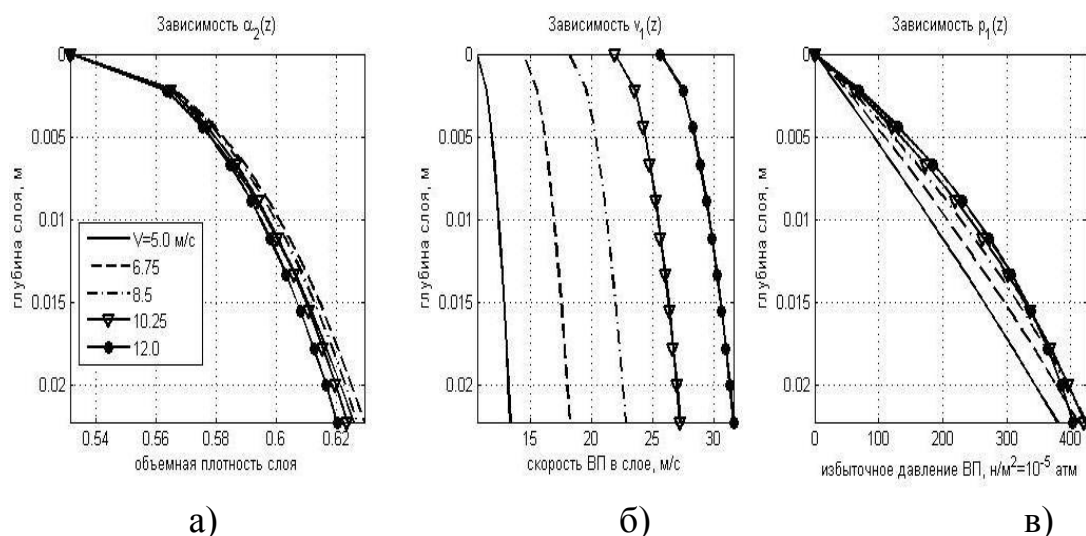


Рис. 3. Зависимости от глубины слоя: а) – объемной плотности ЗС; б) – скорости ВП; в) – давления ВП

Из графиков видно, что объемная плотность ЗС с глубиной слоя растет монотонно. Причем плотность ЗС в целом с увеличением ВП уменьшается, что приводит к раздуванию слоя. Скорость ВП также монотонно растет с глубиной, что можно объяснить сужением проходов между зернами в нижних областях слоя. Давление ВП для небольших скоростей  $V$  с увеличением  $z$  растет. Это соответствует реальному распределению давления ВП в равновесии. Однако, с увеличением скорости продуваемого ВП (рис.3, в) монотонность зависимости  $p_1(z)$  нарушается. Полученные зависимости позволяют провести расчет для большого диапазона исходных данных, которые изменяются в зависимости от очищаемой культуры, ее засоренности, производительности сепаратора и других факторов.

*Выводы.* Полученные зависимости позволяют определить объемную плотность "псевдооживленной" ЗС, изменение скорости и давления ВП по глубине зернового слоя и являются основополагающими к установлению динамики извлечения легких частиц, примесей, к повышению эффективности воздушной очистки разработанным пневмосепарирующим устройством.

#### Литература

1. Пат. 50587 Україна, МПК<sup>9</sup> В07В 1/00, В07В 4/00. Вібровідцентровий сепаратор / Тіщенко Л.М., Пастушенко М.Г., Харченко С.О., Сліпченко М.В.; заявник та власник Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка. № u201000743; заявл. 26.01.10; опубл. 10.06.10, Бюл. № 11/2010.



2. *Слипченко М.В.* К производственным испытаниям ворохоочистителя СВС-15 с разработанным пневмосепарирующим устройством / М.В. Слипченко // Сучасні напрямки технології та механізації процесів переробних і харчових виробництв: Вісник ХНТУСХ ім. Петра Василенка. - Харків, 2009. - Вип. 88. – С. 88-95.

3. *Слипченко М.В.* Оптимизация конструктивно-технологических параметров разработанного пневмосепарирующего устройства виброцентробежных зерновых сепараторов / М.В. Слипченко // Механізація сільськогосподарства: ХНТУСХ ім. Петра Василенка. - Харків, 2010. Вип. 93, Т. 1. – С. 214-222.

4. *Аэров М.Э.* Гидравлические и тепловые основы работы аппаратов со стационарным и кипящим зернистым слоем. / М.Э. Аэров, О.М. Тодес - Ленинград: Химия, 1968.-510 с.

5. *Соу С.Л.* Гидродинамика многофазных систем. / С.Л. Соу - М.: Мир, 1971.- 536 с.

6. *Нигматулин Р.И.* Основы механики гетерогенных сред. / Р.И. Нигматулин М.: Наука, 1978.- 336 с.

7. *Гольдштик М.А.* Процессы переноса в зернистом слое. - М.А. Гольдштик - Новосибирск: Ин-т теплофиз., 1984. - 163 с.

8. *Седов Л.И.* Механика сплошных сред. / Л.И. Седов - М.: Наука, 1976.- Т. 1 –536 с.

9. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. / Л.Г. Лойцянский - М.: Наука, 1978.- 727 с.

## ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРОДУВАЄМОГО ШАРУ ЗЕРНОВОЇ СУМІШІ

Л.Н. Тіщенко, М.В. Сліпченко

**Анотація** - складено математичну модель динаміки двофазного середовища, досліджено динаміку шару зернової суміші, що продувається повітряним потоком, встановлені закономірності зміни об'ємної щільності, тиску.

## TO STUDY THE DYNAMICS OF BLOWN THROUGH GRAIN MIXTURE LAYER

L. Tishchenko, M. Slipchenko

### *Summary*

**The mathematical model of dynamics of two-phase environment is made, the dynamics of layer of grain mixture, blown through the current of air is investigational, conformities to law of change a bulk density, pressures are set.**

УДК 65.011.47:631.6.02:631.153.7:631.55

## МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ «РЕСУРСИ – ТЕХНОЛОГІЇ – ВРОЖАЇ»

Кіндер М.В. к.т.н.,

Слинько О.П. к.т.н.

*Полтавська державна аграрна академія*

Тел. (0532)2-29-81 tk 707@mail.ru, slinko@ukr.net

**Анотація** - Проведено дослідження методологічних проблем виробництва і їх систем. Обґрунтована доцільність утворення системи ресурси-технології-врожай. Визначена залежність врожайності від рівня ресурсного забезпечення та технології.

**Ключові слова** – моделювання, система «ресурси-технології-врожай», системний підхід, теорія управління, цілісність, структурність, забезпечення виробництва, адаптація, показники технологій.

*Постановка проблеми.* Визначальна роль моделювання складних процесів с-г виробництва разом з тим породжує проблеми взаємовідносин науки і практики. Невідповідність, часом несумісність наукових розробок умовам і можливостям практики є об'єктивним результатом того, що наука оперує моделями, а виробництво – реальними об'єктами і процесами.

Модель – це урізана, неповна частина об'єкту (процесу). Вона завжди абстрагована від ряду елементів і властивостей об'єкту, без яких неможливо її використати, реалізувати. І складність полягає якраз в необхідності доповнення моделі певними елементами, умовами, які здатні трансформувати її в реальний для використання об'єкт чи процес.

Трактор, як науково-технічне творіння – модель. Для його використання потрібний ряд умов. Знати його призначення, характеристики, вміти працювати на ньому, виконувати найрізноманітніші технологічні операції, обслуговувати, ремонтувати, зберігати та інше. Аналогічно: технологія вирощування, операційна карта, правила виконання робіт – всього лише науково обґрунтовані моделі. Їх реалізація потребує певних організаційно - управлінських заходів, часом складніших від самих моделей. Додаткові витрати проблем наукового і організаційно-управлінського забезпечення (НОУЗ) виробництва.

Важливою передумовою моделювання технологічних процесів у рослинництві є виявлення і дослідження взаємодії основних факторів,

які впливають на процеси і результати виробництва. Це відкриває можливість для створення технічних, технологічних, економічних, організаційно-управлінських і змішаних систем.

*Аналіз останніх досліджень.* Взагалі, будь-яка система вигідно відрізняється від простого об'єкту наявністю зв'язків між її складовими. Саме зв'язки забезпечують високу властивість, якість системи. Якщо, наприклад, складові технології операцій (правил виконання польових робіт) – агротехнічні умови, комплектування, підготовки агрегату, поля, наладки і роботи агрегату в загінці, контролю і оцінки якості роботи будуть взаємопов'язані, залежні одне від одного, то це утворить систему. І результати виконання такої технологічної операції неодмінно будуть високими, якісними. І навпаки, при слабких зв'язках або їх відсутності – відсутня і система, - результати гірші. Не проведення підготовки агрегату або в невідповідності з агротехнічними умовами, відсутність контролю за їх дотриманням чи інше – означає відсутність зв'язків. Таким чином, *властивості цілого вищі* від суми його складових. Саме цілісність – *перша* особливість системи [2].

*Формулювання цілей статті.* Метою роботи є обґрунтування доцільності створення системи «ресурси-технології-врожай» на основі методології системного підходу і теорії управління.

*Основна частина.* Поведінка системи обумовлена не так властивостями її складових, як структурою, тобто, способом організації зв'язків – друга особливість системи. Згідно неї, в системі машина-поле важливіше не сама машина чи поле, а взаємодія машини з полем. Важливіше не який агрегат, а як він використовується.

Використання техніки у вирішальній мірі залежить від рівня наукового і організаційно-управлінського забезпечення (НОУЗ) виробництва. В кількісному виразі його можна оцінити коефіцієнтом ефективності управління

$$\hat{E}_{\text{а.о.}} = \hat{O}/\hat{I}$$

де  $\Phi$  – фактичні результати виробництва (урожайність, валовий збір, валова продукція, наприклад, рослинництва);

$\Pi$  – потенційні можливості господарства (програмована урожайність з урахуванням родючості ґрунту, наявності засобів виробництва, працівників).

При високих можливостях і низьких результатах має місце загальна проблема – саме наукового і організаційно-управлінського забезпечення (НОУЗ) виробництва. Від цієї проблеми страждає переважна більшість с-г підприємств. Головний напрямок її подолання – вдосконалення методології навчання і виробництва на основі системного підходу і теорії управління (СПТУ).

В житті, побуті і на виробництві нас оточують системи: природні і штучно створені. Але одні з іншими не йдуть ні в яке порівняння. Висока надійність і довговічність природних: сонячної системи, нервової, кровообігу і всіх інших. І штучні, особливо складні організаційні системи: навчальні і виробничі, в яких досконалість і ефективність – сумнівні. Велике запитання чому і до наївності проста відповідь. – В основі створених систем відсутня їх наукова основа – системний підхід і теорія систем. Ці напрямки агарними, як і іншими (навіть педагогічними) науками не вивчаються, а отже, не впроваджуються. Стає цілком зрозумілою низька чи сумнівна ефективність таких систем.

Розглянуті вище цілісність і структурність – найважливіші особливості системи. Інші особливості: взаємозалежність системи і середовища, ієрархічність і чисельність опису (всього 5) – хіба не розширили б наші можливості пізнання і практики виробництва?! А теорія управління як наука організації зв'язків між елементами системи – друга невід'ємна складова методології. От чому викладені зауваження виступають передумовою для розгляду системи «ресурси - технології - врожай» (Р-Т-В). Усвідомлення загальної сутності і корисності систем і їх методології відкриває широкі можливості для моделювання і створення ефективних систем в рослинництві.

Перш за все про можливість створення системи Р-Т-В. Виходячи з визначення системи, вона повинна мати сукупність складових і зв'язки між ними. В нашій випадку і ресурси і технології і відповідні їм рівні урожайності мають свої складові. Друга умова утворення (існування) системи – наявність зв'язків між складовими також виконується. Дійсно, як ресурси, так і технології характеризуються як внутрішньою структурою (способом організації зв'язків), так і зовнішньою: залежність урожайності від технології, а її – від наявних ресурсів. Виявлення і врахування таких зв'язків має вирішальне значення – можливість утворення системи, а відтак – отримання вищих, ніж без неї, виробничих результатів – тих же врожаїв. – Це методологічна основа для створення системи Р-Т-В. Зрозуміло, що і саме функціонування цієї системи повинно базуватися на методології СПТУ. За елементи моделі ще не створеної системи Р-Т-В можна прийняти структуру і рівні ресурсного забезпечення с-г підприємств (табл. 1) відповідні їм показники виробництва основних с-г культур (табл. 2), технології вирощування і показники основних культур: озимої пшениці (табл. 3 і 4) та цукрових буряків (табл. 5 і 6.) для зони Лісостепу України [4, 5]. Ця задача має на меті виявити і дослідити зв'язки і залежності діючих факторів для обґрунтування доцільності системи Р-Т-В. Вона може бути використана при плануванні і проектуванні виробництва, технологічних процесів, виборі технологій відповідно до існуючого рівня ресурсного забезпечення конкретного господарства. Це

дасть можливість адаптувати технології до наявних ресурсів і більш точно прогнозувати кінцеві результати виробництва продукції ще на стадії планування та проектування. Так, дані табл. 2 виявляють тісний зв'язок між рівнем ресурсного забезпечення і кінцевим результатом – показниками вирощування основних культур. Де рівень урожайності  $У$  знаходиться в прямій, а собівартість  $С$  – у зворотній залежності від рівня ресурсів. Виключення по  $С$  деяких культур можна пояснити збуреним впливом кліматичних та економічних факторів.

Таблиця 1 - Ресурсне забезпечення технологій.

Ресурси	Рівень забезпечення			
	<i>високий</i>	<i>достатній</i>	<i>задовільний</i>	<i>низький</i>
Родючість ґрунту, балів	не < 60	не < 50	не < 40	не < 30
Техніка	сучасна	сучас.вітчизн.	вітчизняна	застаріла
НОУЗ виробництва, %	> 80	> 60	30 - 60	< 30
Технології	інтенсивні	переваж. сучасні	традиційні	низькі
Врожаї	високі	порівн. високі	середні	низькі
Економіка і фінанси	міцні	достатні	обмежені	низькі
Добрива і захист рослин	повна система	достатні	обмежені	недостатні

Витрата палива на одиницю площі  $G_n$  явно не пов'язана з ресурсним рівнем господарства швидше за все тому, що зазнає впливу від інших численних чинників, а тому приймає випадкові значення. Тим, не менш, вона тісно корелює з урожайністю – зворотня залежність. В цілому аналіз табл. 2 виявляє необхідність визначення для кожної культури з різним ресурсним забезпеченням порогу збиткової урожайності. Нижче такого порогу вирощування відповідної культури буде збитковим. Значення урожайності одних і тих же культур, наведених в таблицях дещо відрізняються в зв'язку з використанням різних попередників.

Таблиця 2 - Показники вирощування с.-г. культур  
 У - ц/га; G<sub>n</sub> - кг/га; С - грн/т

Назва	Ресурсне забезпечення			
	високе	достатнє	задовільне	низьке
<i>Озима пшениця</i>	75	70	40	23
	48	62	52	39
	497	534	636	646
<i>Яра пшениця</i>	50	45	30	22
	43	45	39	32
	585	633	681	691
<i>Оз. жито</i>	60	55	40	27
	46	58	45	45
	453	514	653	663
<i>Ячмінь</i>	65	52	38	22
	60	61	41	42
	453	545	665	665
У <i>Овес</i> G <sub>n</sub> С	55	50	30	22
	47	50	38	46
	494	573	611	708
<i>Просо</i>	65	60	30	20
	60	66	72	73
	473	507	846	1752
<i>Гречка</i>	30	27	18	16
	33	42	52	56
	1486	1529	1376	1328
<i>Соняшник</i>	35	27	16	12
	67	76	70	57
	913	1124	1260	1569
<i>Кукурудза</i>	120	100	50	39
	90	107	70	69
	327	484	427	493
<i>Озимий ріпак</i>	45	40	25	12
	57	69	69	51
	803	1084	1329	1407
<i>Цукрові буряки</i>	800	650	300	160
	95	154	162	126
	116	123	174	192

Особливість технологій і показників вирощування озимої пшениці і цукрових буряків наведено в табл. 3...5. Складність с-г виробництва через його біологічні і соціальні складові, численні фактори із складним, в т.ч. некерованим (збуреним) впливом призводить до умов невизначеності, випадковості, перешкод, і як наслідок – помилок і порушень.

Неминучий наслідок такого стану виливається в уже згадані проблеми НОУЗ виробництва [1]. Ефективні заходи для подолання цих проблем одні і ті ж – методологія СПТУ [2, 3]. Закоренілі проблеми НОУЗ в більшості випадків є вирішальним фактором низького рівня і ефективності с-г виробництва. От чому питання організації і управління (простіше – рівень господарювання) варто віднести в ранг ресурсного забезпечення виробництва. Задача підвищення рівня та ефективності виробництва, зниження витрат та економії енергетичних та матеріальних ресурсів в с-г виробництві комплексна. Вона пов'язана з вирішальними чинниками, які можна об'єднати в спільну групу – ресурсне забезпечення виробництва.

Саме від його рівня залежать кінцеві результати виробництва. В рослинництві це урожайність с-г культур. До речі, лише недавно вчені – аграрії України розробили технології вирощування стосовно рівня ресурсного забезпечення с-г підприємств [4, 5]. Виходячи з цього, виконана класифікація потенційних можливостей господарств як рівнів і факторів ресурсного забезпечення виробництва (див. табл.1).

Складові ресурсів пов'язані причинно-наслідковими зв'язками, тобто їх розміщення – рангове. Це створює можливість оцінити роль і зв'язок попереднього і наступного ресурсного елемента.

Так, рівень технології залежить від НОУЗ і забезпечує певну урожайність, від якої формується економіка господарства. Зрозуміло, що саме НОУЗ – найменш затратний шлях до ефективного виробництва. Разом з тим, рівень урожайності – пряма залежність від рівня ресурсного забезпечення, а відповідно і технології. Вирішальною умовою енергоресурсозбереження є дослідження залежності технологій і врожаїв с-г культур від рівня ресурсного забезпечення. Для прикладу співставимо операції технологічних карт вирощування цукрових буряків (табл.4) та їх показників (табл. 5) для зони Лісостепу України при різних рівнях ресурсного забезпечення [5].

Зрозуміло, високі потенційні можливості (ресурси), досконала зарубіжна техніка, міцний економічно-фінансовий стан завдяки високому рівню НОУЗ здатні забезпечити надвисокий рівень урожайності – 800 ц/га і прибутку – три чверті мільона грн. при найнижчій собівартості вирощування – 116 грн/т. При цьому суттєво зменшується обсяг робіт і трудових витрат по догляду за посівами.

Таблиця 3 - Показники технологій озимої пшениці.

Показники	Ресурсне забезпечення			
	високе	достатнє	задовільне	низьке
Особливості технологій	Мульчування ґрунту			
	Мінеральні добрива під ООГ			
	2 – о разовий обробіток ґрунту			Обробіток ґрунту
	Сівба + технологічна колія		Сівба + мінеральні добрива	
	Обстеж. посіву 4-х разове	3-и разове	1 – о разове	
	Комплекс хімічного захисту		Хімічний захист	
	Підживлення: 3-и разове	2-о разове	1 – о разове	
		Обкошування	Роздільне збирання	
	Пряме комбайнування з подрібненням і розкиданням соломи			
	Розвант. в на- коп. бункер			Тран. і скирд. соломи
	Транспортування зерна в склад (1, 2, 4) і на тік (3)			
		Зарубіжна тех- ніка	Вітчизняна нова	Вітчизняна техніка
Урожайність, ц/га	82	72	43	30
У, ВЗ, ВП, %	100	88	52	37
Собівартість, грн/т	452	504	603	641
Виробничі витрати (100га), тис. грн	370	363	259	192
Прибуток (100га), тис. грн	368	285	128	78
Витрати праці, год/га	4,8	7,2	6,8	13,6
Зарплата, грн/га	68	107	56	83
Мін. добрива: кг/га	870	870	360	100
грн/га	839	839	554	195
Засоби захисту, грн/га	171	171	145	138
П М М: кг/га	58	67	53	49
грн/га	348	402	318	294
Амортизац. відрах., грн/га	707	458	379	369
Ремонт машин, грн/га	211	276	232	262
Транспортні витрати, грн/га	4,3	39	23	16



Таблиця 4 - Технології і врожаї цукрових буряків

Процеси	Ресурсне забезпечення			
	<i>високе</i>	<i>достатнє</i>	<i>задовільне</i>	<i>низьке</i>
Мульчування ґрунту Плоскорізн. обробіток, 12-14см Внесення добрив Оранка 30-32; 27-30 см Культивація 10-12; 8-10 см Обробіток з вирівн. на 14-16см	GX550NS	Б Д В - 6, 5		
		ГРН-3,9		
	Мінеральні і органічні		мінеральні	
	Diamant-160  Smaragt-9/160	П Н Я - 4 - 4, 2		ПЛН-5-35
		2-х разова		
Ранньовесняне боронування	3 Б Р - 24		БП-12	БЗТС-1
Передпосівний обробіток	Horch FG	Європак	ККП-6	КПС-4,БЗСС
Сівба: машини	Amasone	УПС-12	ССТ-12В+НРК	
норма	3 кг, 10 шт.		4 кг, 15 шт.	6 кг, 9 шт.
Внесення гербіцидів	Force 4000	ОП-2000-2		
Прикочування посівів			ЗККШ-6А	
Захист рослин	Commander	АПВ-3	За необхідн.	
	Force 4000	ОП-2000-2		
Боронування (до і після сходів)			БП-12	ЗБП-0,6
Шаровка на 2-4 см				КУН-5,4
Формування густоти			вручну	вручну
Рихлення міжрядь			3-р,КУН-5,4	3-р,1-підж
Прополювання				вручну
Збирання	SF-10	Holmer T-2	МБМ-6,КС-6Б	БМ-6
Доочистка та навантаження	RL200SF	СПС-4, 2		АЗК-6
Урожайність,(У) ц/га	800	650	300	160
У, ВЗ, ВП, %	100	81	37,5	20
Собівартість, грн/т	116	123	175	193
Вироб. витр. (100 га), тис.грн.	925	796	523	308
Прибуток (100 га), тис.грн.	696	520	84,6	16,3

Таблиця 5 - Показники технологій цукрових буряків

Показники	Ресурсне забезпечення				
	високе	достатнє	задовільне	низьке	
Особливість технологій	Мульчування ґрунту				
	Добрива під ООГ	Плоскоріз. обробіт. Добрива під ООГ	Мін. добрива під ООГ 2-ї культивуації	2-ї культивуації	
	Сівба – 3 кг, 9 шт.	Сівба – 3 кг, 10 шт.	Сівба – 4 кг, 15 шт. Боронування	Сівба – 6 кг + добр. Боронування Шаровка Ручне форм. густ.	
	Засоби захисту	Засоби захисту Рихлення міжрядь	Ручна перевірка Рихлення міжрядь Опрыскування	Міжрядний обр.+ підж. Рихлення міжрядь Ручна прополка Міжрядний обробіток	
	Зарубіжна техніка	Зарубіжна збир. техніка	Вітчизняна техніка	Збирання АЗК - 6	
	Урожайність, ц/га	800	650	300	160
	У, ВЗ, ВП, %	100	81	38	20
	Собівартість, грн/т	116	123	174	192
	Вир. витрати (100га) тис.грн	925	796	523	308
	Прибуток (100га) тис.грн	696	521	85	16
Мінер. добрива, кг(на 1га)	720	720	660	400	
Витрати праці, год	4	19	48	68	
Зарплата, грн	73	314	336	475	
П М М, кг	95	154	162	126	
Орган. добрива, грн	1250	1250	–	–	
Мінер. добрива, грн	1404	1404	1170	780	
Засоби захисту, грн	505	505	–	–	
Амортиз. відрах., грн	2694	1332	634	253	
Ремонт машини, грн	1039	659	455	199	
Трансп. витрати, грн	412	334	788	–	

Сівба на кінцеву густоту при високій культурі землеробства і організації праці (НОУЗ), широкі можливості хімічного захисту рослин повністю виключають потребу в ручнім формуванні густоти насаджень.

Таким чином, особливість технологій цукрових буряків, як і інших культур, при зменшенні рівня ресурсного забезпечення полягає в збільшенні кількості технологічних операцій, витрат палива, виробничих витрат, зниженні якості польових робіт, пов'язаних як з використанням менш досконалої (застарілої) техніки так і з погіршенням НОУЗ виробництва.

Зрозуміло, все це негативно впливає на кінцеві результати: урожайність (У), валовий збір (ВЗ) та валова продукція (ВП) буряківництва знижується від 100 до 20%, - в 5 разів (табл. 6). Разом з тим, загальні виробничі витрати сягають максимальних значень при значних витратах матеріальних ресурсів (добрива, засоби захисту, амортизація і ремонт складної техніки).

Інші особливості технологій і показників, в залежності від ресурсного рівня, що містяться в табл. 3 - 6 додаткових пояснень не потребують.

Вони є основою для розробки і реалізації всього комплексу заходів для запровадження прогресивних технологій в рослинництві.

*Висновки.* Низька ефективність штучно створюваних систем, особливо складних організаційних, обумовлена недостатнім їх науковим і методологічним обґрунтуванням.

1. Об'єктивна складність взаємовідносин теорії і практики, впровадження наукових розробок полягає в тому, що наука оперує моделями, а виробництво – реальними об'єктами.

2. Теорема про методологію навчання і виробництва є переконливим аргументом для усвідомлення ефективності системного підходу і теорії управління в усіх сферах виробничої і навчальної діяльності.

3. Моделюванням складових ресурсного і технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва виявлені їх зв'язки і вплив на кінцеві результати. Це відкриває перспективу створення ефективної системи ресурси – технології – врожаї.

#### Література

1. Кіндер М.В. Проблеми ефективності технологічних процесів у рослинництві / М.В. Кіндер, О.П. Слинко // Праці / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка: Механізація с-г виробництва – Вип. 67. - Том 2, Харків: ХНТУСГ, 2007. – С. 145-152.

2. Горский Д.П и др. Краткий словарь по логике / под ред. Д.П. Горского; М. – Просвещение. 1991. –С. 172-173.

3. Білик Т.М. Методологія для навчання і виробництва/ Т.М. Білик, М.В. Кіндер // Праці / Вісник Львівського національного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. – Вип. № 12, Том 2, Львів: ЛНАУ, 2008. – С. 647- 660.

4. Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур з різним ресурсним забезпеченням/ За ред. Д.І. Мазоренка, Г.Є. Мазнева. – Харків: ХМТУСГ, 2006. – 725 с.

5. Саблук П.Т. Технології вирощування зернових і технічних культур в умовах Лісостепу України/ За ред. П.Т.Саблука, Д.І. Мазоренка, Г.Є.Мазнева. – 2-е вид., доп. – К.: ННЦ ІАЕ, 2008. – 720 с.

### МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ «РЕСУРСЫ – ТЕХНОЛОГИИ – УРОЖАИ»

Н.В. Киндер, О.П. Слинко

**Аннотация** - Проведены исследования методологических проблем производства и их систем. Обоснована целесообразность образования системы «ресурсы-технологии-урожаи». Определена зависимость урожайности от уровня ресурсного обеспечения и технологии.

### SIMULATION SYSTEM «RESOURCES – TECHNOLOGY – CROP»

N. Kynder, O. Slynko

#### *Summary*

**Investigations of the methodological problems of production and their systems. Expediency education system resources-technology-crops. The dependence of the yield on the level of resource support and technology.**

УДК 621.22:620.952

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ГІДРАВЛІЧНИХ СИСТЕМ ТРАКТОРІВ І СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН НА РОБОЧИХ РІДИНАХ БІОЛОГІЧНОГО ПОХОДЖЕННЯ**

Середа Л.П., к.т.н.,

Зінев М.В., асп.

*Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця*

Тел. +38(097)-14-881-23

**Анотація** – стаття присвячена дослідженню роботи гідравлічних систем тракторів та сільськогосподарських машин на робочих рідинах біологічного походження. Зокрема в якості робочих рідин для простих гідравлічних систем використовувались побічні продукти переробки на біодизель рослинної олії, а саме гліцерол (суміш гліцерину, води, метилового спирту, та залишків біопалива), а також чиста соєва олія, та отриманий біодизель на основі ріпакової олії.

**Ключові слова** – робота, гідравлічні системи, робочі рідини, гліцерол, біопаливо.

*Постановка проблеми.* Україна після розпаду радянського союзу стала повноцінною країною з власною територією, парламентом, народом. Але з отриманням незалежності Україна стала незалежна і в питаннях енергозабезпечення. Питання власної енергетичної незалежності для більшості країн є стратегічним, а так як Україна належить до енергетично залежних країн, оскільки покриває свої потреби в паливо енергетичних ресурсах лише на 53% (імпортує 75% необхідного обсягу природного газу і 85 % сирової нафти і нафтопродуктів) [1].

Такі обставини спонукають до пошуку власних національних джерел паливних та мастильних матеріалів, які б стали альтернативою до продуктів крекінгу нафти, які могли б постійно відновлюватися і утилізація яких призвела б до мінімальних ризиків екологічного забруднення зовнішнього середовища. Саме переваги використання біопалив та біомастил щодо стану навколишнього середовища та можливості їх виробництва з вітчизняної сировини, призвело до стрімкої активізації досліджень в галузі біоресурсів. Оскільки Україна є аграрною державою з необмеженим біологічним потенціалом, ми в змозі забезпечити країну дешевими відновлюваними біоресурсами.

Енергетична залежність країни призводить до того що коливання собівартості нафти на світових ринках відбивається в усіх сферах життя нашої держави. Зокрема коливання цін на нафту, призводять до подорожчання продуктів сільськогосподарського виробництва. В Україні щорічно виробляється 50 млн. тонн моторних палив та мастил, дизельного палива 5,5 млн. тонн з них 1,9 млн. тонн споживається сільським господарством, якщо ще врахувати бензин та мастила що використовуються в сільському господарстві, стане очевидним що при невпинному зростанні цін на нафту пошук альтернативних джерел забезпечення сільського господарства необхідними паливо мастильними матеріалами є важливою та актуальною проблемою [2].

Основною альтернативою нафтовому дизельному пальному є біодизельне паливо, а альтернативою моторним та трансмісійним маслам можуть стати біосинтетичні мастильні матеріали, однак можливо є і інші альтернативи. Ось чому в ВНАУ вперше на Курвіні проводяться дослідження по використанню в простих гідросистемах рідин біологічного походження зокрема продуктів переробки біодизеля (гліцеролу), та рослинних олій (сої, ріпаку, олійної редьки та ін.). Невпинний ріст світового виробництва біодизеля призвів до перенасичення ринку продуктами його переробки (гліцеролом), що утруднило можливість їх реалізації, ось чому виникла необхідність пошуку нових шляхів використання гліцерилу. Щоб визначити наскільки світовий ринок забезпечений гліцеролом розглянемо досвід виробництва біодизеля в світі.

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідження роботи гідравлічних систем тракторів та сільськогосподарських машин на робочих рідинах біологічного походження до цього часу на території України та країн колишнього радянського союзу не проводились. Дослідження по даній темі вперше почали проводитись в Вінницькому національному аграрному університеті в 2010 році.

*Формування цілей статті.* Дослідження роботи гідравлічних систем тракторів та сільськогосподарських машин на робочих рідинах біологічного походження.

Основними виробниками біодизеля в світі є найбільш розвинені країни. Зокрема лідером у ЄС, як і у світі, є Німеччина з обсягами виробництва 4,361 млн. т даного виду палива у 2007 році [2]. Останніми роками спостерігається збільшення обсягів виробництва біодизельного палива в країнах Скандинавії: Норвегії, Швеції, Фінляндії. У країнах Східної Європи лідирують Чехія і Польща, які останніми роками домоглися значних успіхів у цій галузі.

В ЄС існує єдиний стабільний і постійно зростаючий з року в рік ринок біопалива з уніфікованими стандартами і обов'язками. Трійку його лідерів очолює Німеччина, що випускає більше 43% від зага-

льного обсягу європейського біодизеля. Далі йдуть Італія і Франція - 14 і 8% відповідно на рисунку 1,2 показано динаміку зростання виробництва біодизеля в країнах лідерах. При цьому в Німеччині з 1995 по 2006 р. потужності з виробництва біодизеля збільшилися з 0,1 до 3,4 млн. тонн. В 2007 році 23 німецьких підприємства виробили близько 4,361 млн. т цього виду палива, що на 50% більше, ніж в 2006 р. В Італії виробництво біодизельного палива збільшилося в 2006 р. більш ніж утричі, а після введення в експлуатацію трьох нових заводів в 2007 р. загальна потужність зросла до 1,366 млн. т. До речі, італійські виробники біодизеля використовують в основному імпортні олії, що становлять до 70% від їх загального обсягу споживання. У Франції виробництво біодизеля забезпечується шістьма заводами, один з яких знаходиться в Німеччині.

Виробництво біодизельного палива в США було очолено Асоціацією виробників сої, створеної для задоволення потреби у соєвій олії. Протягом 2000 року виробництво біодизельного палива досягло майже 2 млн. тонн - у два рази більше загальноєвропейського виробництва. У США біодизельне паливо випускається на 35 заводах, 25 з яких перебувають на початковій стадії виробництва. За даними Американської соєвої асоціації у США в 2007 р. випуск біодизельного палива збільшився в 3,2 рази і становив 6,5 млн. т. Згідно з даними NBB (National Biodiesel Board), для задоволення попиту потужності, який зростає, виробництво біодизельного палива в США оцінюється в 227–303 тис. м<sup>3</sup>/р. [3].

У Китаї будують заводи з виробництва біодизельного палива для використання як сировини насіння рапсу з метою зменшення залежності країни від сирової нафти, що імпортується. Зокрема передбачається, що до 2010 р. в Китаї обсяги виробництва біодизельного палива дозволять відмовитися від імпорту близько 2 млн. т нафти. Китай має високий потенціал для розвитку виробництва біодизельного палива. У долині річки Янцзи вирощують одну третину світового врожаю ріпаку. Це може дозволити виробляти до 40 млн. т біодизельного палива на рік.

В Індії для виробництва біодизельного палива планують використовувати спеціальний чагарник *Ratanjot*, що повсюдно росте на території Індії. Цей чагарник передбачають спеціально вирощувати на неосвоєних землях – пустирях Індії для подальшої переробки біомаси в біодизельне паливо. Фахівці Індії підрахували, що з одного гектара плантацій чагарника *Ratanjot* можна отримати 1,2 т біодизельного палива. Оскільки в Індії прагнуть використовувати біодизельне паливо як 5 % - в домішку до нафтового дизельного палива, то потрібно буде культивувати чагарник на 2,5 млн. га. Ураховуючи, що неосвоєних

земель в Індії близько 60 млн. га, утруднень із сировиною для виробництва біодизельного палива не буде.

Для забезпечення власної енергетичної незалежності все більше країн вдається до впровадження біодизельних технологій, тому спостерігається зростання щорічного виробництва біодизеля в світі.

Щодо біомастил то провідні країни світу Німеччина та США, вже давно опанували виробництво та використання біомастил. В США як біомастило, використовують біосинтетичні мастила на основі соєвої олії. Вміст біологічної складової в біосинтетичному мастилі складає 30 % від і 70% синтетичного мастила. Використовують біомастила для виробництва моторних, та трансмісійних мастил. Вся нова техніка що виробляється в США пристосована для використання біосинтетичних мастил в своїх системах.

В Німеччині однією з перших біомастила почали використовувати на тракторах фірми Fendt. На відміну від інших виробників сільськогосподарської техніки таких як John Deere, New Holland та Claas більшість техніки фірми Fendt адаптована до використання біомастил.

В США нещодавно розпочались дослідження можливості використання рослинних олій в чистому вигляді в гідросистемах тракторів, в якості дослідної рідини використовується олія водоростей (олійність яких складає до 70%).

*Ресурсозабезпеченість.* На сьогоднішній день в Україні найпоширенішою рослиною насіння якої використовують для виробництва біодизеля є ріпак, він став сільськогосподарською культурою, до якої існує підвищена увага. Це важлива технічна й олійна культура. Він є потужним джерелом рослинної олії, що використовується у багатьох галузях промисловості, а з іншого боку це цінний корм для худоби. Один гектар ріпаку дає приблизно 1100 кг олії. Для порівняння можна сказати, що з одного гектара сої можна отримати 310 кг олії, а гектар соняшнику дає приблизно 600 кг.

Через високий вміст жиру ріпакове насіння належить до групи високоенергетичних кормів у 1 кг зерна ріпаку міститься 1,7-2,1 кормові одиниці. У його насінні 40-47 % олії, 20 % білку і 5,5-6,5 % клітковини. З одного гектара ріпакового поля можна отримати приблизно тону білка, тоді як гектар ячменю дає 220 кг, а гектар сої - 640 кг білку. Ріпакова олія широко використовується у харчовій промисловості, а також для виготовлення лаків і фарб, гумових виробів та пластмас. До того ж, ріпак цінний як силосна і сидеральна культура.

Він поліпшує фіто-санітарний та агрофізичний стан ґрунту, і тому є добрим попередником для багатьох культур. Завдяки досить щільному покриттю поверхні ґрунту ріпак покращує його структуру та родючість. На відміну від соняшнику, ріпак менше виснажує ґрунт.



Заорювання у ґрунт післяжнивних решток цієї культури еквівалентне внесенню 15 тонн органічних добрив на гектар [1].

У нашій державі ріпак як промислову культуру почали інтенсивно впроваджувати лише останні 10 - 15 років.

Як свідчать дані Державного Комітету статистики України, в структурі орних земель озимий ріпак займає близько 0,2-0,3 %, а середня врожайність знаходиться на рівні 13,7 ц/га. Слід зауважити, що в та останні роки вирощувався ще й ярий ріпак на площі близько 15 тис. га з урожайністю 7,4 ц/га. На рисунку 1. показано урожайність ріпаку по роках з 2004 по 2009 р. [4].

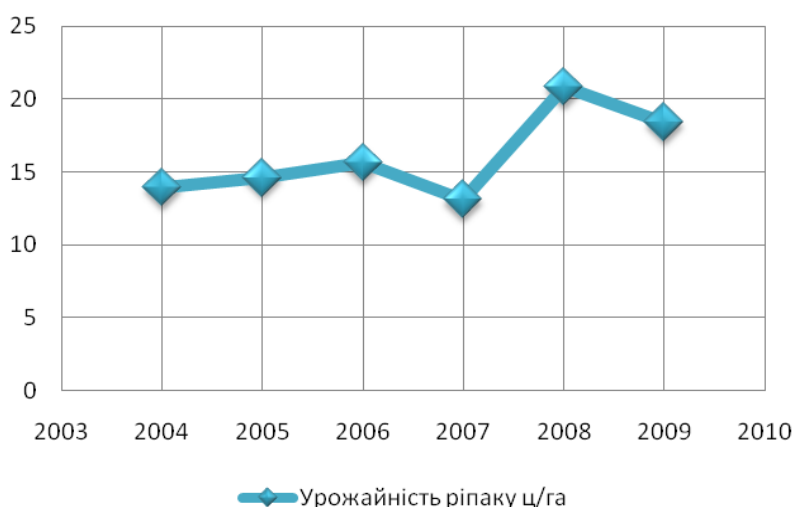


Рис. 1. Динаміка урожайності ріпаку ц/га

Для порівняння: в Німеччині посівні площі під ріпаком сягнули 1,3 млн. га (до 10 % орної землі), а середня урожайність близько 30 ц/га. Товаровиробник одержує за тону ріпаку понад 230 євро. У Німеччині на частку ріпаку як попередника у грошовому вираженні і припадає 100 євро/га. Для України є два реальних альтернативних напрямки використання ріпаку: налагодити власне виробництво біодизельного палива або вирощувати ріпак і експортувати його у західні країни, отримуючи за це тверду валюту. Якщо провести економічні розрахунки, то їх результати засвідчують, що на сьогоднішній день господарствам і вигідніше реалізувати ріпакове насіння на зовнішньому ринку, ніж виробляти з нього біодизельне паливо для власних потреб. Саме на сьогоднішній день Україна спроможна виробляти близько 3 млн. тонн зерна ріпаку для промислових потреб. Разом із тим, є всі підстави сподіватися, що при впровадженні нових прогресивних технологій та технічних засобів є можливість у недалекому майбутньому довести валовий збір ріпакового насіння до 4,0-4,5 млн. тонн, переробляти його на вітчизняних заводах створюючи нові робочі місця та підвищуючи конкурентну здатність українського виробни-

ка на внутрішньому та зовнішньому ринках. Три агроекологічної точки зору українське Полісся та Лісостеп мають найсприятливіші умови для вирощування озимого та ярого ріпаку. Поряд із традиційним регіоном вирощування ріпаку - Західною Україною, найбільш перспективними є Чернігівська, Сумська, Черкаська, Полтавська області, де за останні роки спостерігається стрімке зростання (в 20-25 разів) валових зборів озимого ріпаку. На рисунку 2 показано динаміку виробництво ріпаку в Україні за період з 2004 року по 2009 рік. [4].

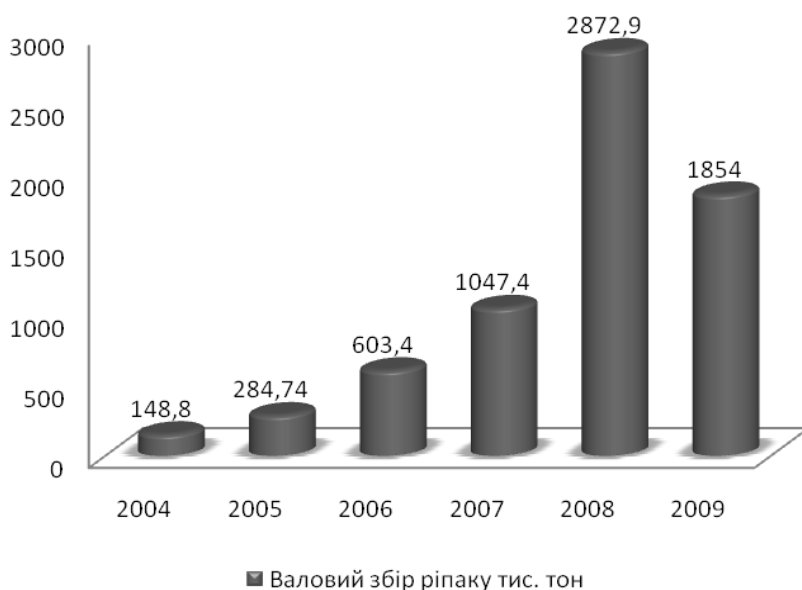


Рис. 2. Динаміка виробництво ріпаку в Україні за період з 2004 року по 2009 рік.

Біопаливо — це метиловий ефір, що має властивості горючого матеріалу і видобувається у результаті хімічної реакції з олії рослинного походження. Для того щоб отримати біопаливо, олію необхідно відділити від домішок і у співвідношенні 9:1 змішати з метиловим спиртом (тобто до дев'яти масових одиниць рослинної олії додати одну масову одиницю метанолу), а для того щоб відділити гліцерин, - з невеликою кількістю лужного каталізатора. Все це змішується у спеціальних резервуарах при температурі 500-800°C і нормальному тиску. Отримана таким шляхом рідина є метиловим ефіром, який н має особливі молекулярні властивості, що дають можливість використати його для спалювання у дизельних двигунах без стимулюючих займання речовин. Побічним продуктом такої технології є гліцерол, що широко використовується фармакологічній та лакофарбовій галузях. Як бачимо, технологія досить проста, хоча з точки зору екологічності процесу отримання біопалива поступається традиційній перегонці сирої нафти. [5].

*Основна частина.* Як зазначалось вище у ВНАУ вперше в Україні проводяться дослідження по можливості використання робочих рідин біологічного походження для роботи гідравлічних систем тракторів і сільськогосподарських машин.

Дослідження проводяться в 2 етапи. Перший етап дослідження роботи найбільш поширених гідравлічних систем, які включають основні гідроагрегати: шестеренний насос, трьох або чотирьох позиційний розподільник, і виконавчий механізм гідроциліндр.

Другий етап при умові отримання позитивного результату будуть проведені дослідження роботи складних гідросистем, гідротрансмісій, гідростатики та ін.

В якості робочої рідини планується провести в першу чергу досліді на побічному продукті переробки рослинних олій в біодизель, цей продукт називається гліцерол, він майже не використовується так як його очистка потребує складного обладнання, що є лише на спеціалізованих підприємствах, в табл. 1 показані дані лабораторного аналізу по гліцерилу що був отриманий на біодизельній установці ВНАУ з соняшnikової олії.

В перспективі при розширенні виробництва біодизеля виникає проблема його реалізації, або утилізації.

Таблиця 1 - Дані лабораторного аналізу гліцеролу.

Показники якості	Вимоги ГОСТ 6823-77 для третього сорту	Фактичні показники
Масова частка гліцерину %, не менше	78,0	50,05
Реакція 0,1 моль/дм <sup>3</sup> розчину НСІ чи КОН см <sup>2</sup> не більше	6,0	16 НСІ
Масова частка золи, % не більше	9,5	0,75
Масова частка органічного нелеткого залишку, % не більше	4,0	15,25
Масова частка метанолу, %	Не нормується	21,07

Другим об'єктом дослідження є робочі рідини отримані при переробці деяких олійних культур: сої, ріпаку і олійної редьки, а також біологічних мастил отриманих із спеціальних водоростей.

Для проведення досліджень пропонується відносно простий дослідницький стенд, на рис. 3 показана його принципова гідроелектрична схема.

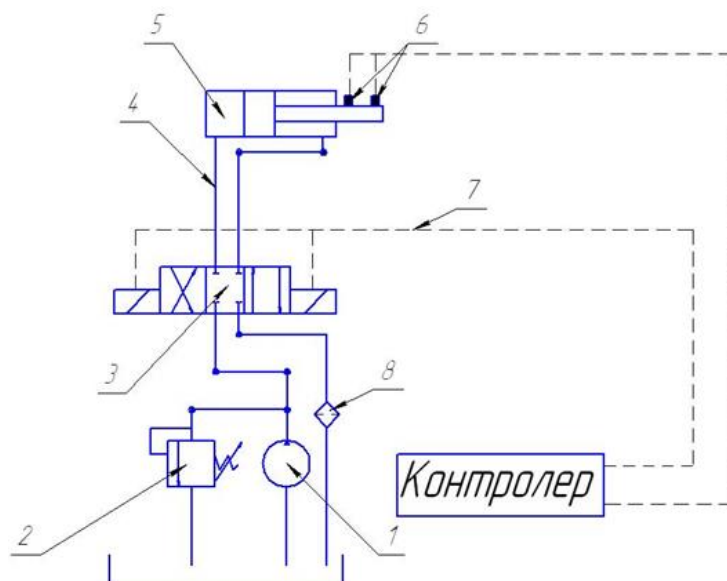


Рис. 3. Електрогідравлічна схема експериментальної дослідної установки. 1 – насос НШ-32; 2 – клапан запобіжний; 3 – керуючий розподільник; 4 – гідропроводи; 5 - гідроциліндр; 6 – індуктивні позиційні датчики; 7 – силові електролінії; 8 – манометр.

Програма досліджень включає:

1. Дослідження роботи гідроагрегатів на зношуваність при змінних навантаженнях.
2. Дослідження дії робочої рідини на гумотехнічні вироби: манжети, прокладки та ін.
3. Дослідження роботи гідравлічних систем при відповідних добавках (присадках).

*Висновки.* Вдалі випробування нових рідин для простих гідравлічних систем дозволяють вирішити ряд екологічних та економічних питань. Зокрема вирішиться проблема забезпечення сільськогосподарської техніки гідравлічними рідинами, а також питання з утилізацією відпрацьованих гідравлічних рідин.

#### Література

1. *Кобец Н.* Перспективы производства и переработки семян рапса в Украине. / *Н. Кобец* // Труды IV Международной конференции «Масложировая промышленность 2005». 15 - 16 ноября 2005 г. г. Киев. С. 46 - 52.
2. *Калетник Г.М.* Розвиток ринку біопалива в Україні /*Г.М. Калетник* . – К. «Аграрна наука» УААН. 2008. – 461 с.
3. *Milby R.* Sustainable Polyester via 1, 3 propanediol (PDO) from Corn, «Industrial Applications of Renewable Resources»// AOCS, Chicago. – Oct. 11-14. – 2004.

4. *Кульчицька-Жигайло Л.*, Потенціал використання біомаси в Україні. Інститут геохімії горючих копалин НАН України. Львів «Підсумкова конференція» 7 грудня 2009 р.

5. *Ковальський В.* Про підвищення рівня еколого - енергетичної безпеки України /*В. Ковальський* // Економіка України. – 2000. - № 10. – С. 34-41.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ТРАКТОРОВ И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН НА РАБОЧИХ ЖИДКОСТЯХ БИОЛОГИЧНОГО ПРОИСХОЖДЕНИЯ**

Л.П. Середя, М.В. Зинев.

*Аннотация* – статья посвящена исследованию работы гидравлических систем тракторов и сельскохозяйственных машин на рабочих жидкостях биологического происхождения. В частности в качестве рабочих жидкостей для простых гидравлических систем использовались побочные продукты переработки на биодизель растительного масла, а именно глицерол (смесь глицерина, воды, метилового спирта, и остатков биотоплива), а также чистое соевое масло, и полученный биодизель, на основе репакового масла.

## **RESEARCH OF WORK OF HYDRAULIC SYSTEMS OF TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINES IS ON WORKINGS LIQUIDS OF BIOLOGICHNOO OF ORIGIN**

L. Sereda, M. Ziniev

### *Summary*

The article is devoted research of work of the hydraulic systems of tractors and agricultural machines on workings body fluids. In particular in quality workings liquids for the simple hydraulic systems the by-products of processing on the biodiesel of vegetable oil were used, namely glicerol (mixture of glycerin, water, methyl alcohol, and tailings of bio fuel), and also clean soya oil, and got biodiesel, on the basis of canola oil.

УДК 621.355

## СПОСОБ ВОССТАНОВИТЕЛЬНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АККУМУЛЯТОРОВ В СОСТАВЕ АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЙ РАЗНЫХ ТИПОВ

Цыганенко М.А. к.т.н.

*ХНТУ сільського господарства ім П.Василенка*

Данков В.В. инж.

*НИИ Харьковский электромеханический завод*

Тел/факс (057) 732-98-21

**Анотация** – в статье рассматриваются способы зарядки аккумуляторных батарей и предлагается способ восстановительного обслуживания аккумуляторных батарей разных типов.

**Ключевые слова** – аккумулятор, аккумуляторная батарея, восстановительное обслуживание, способ заряда.

В современном мире практически во всех областях технической и хозяйственной деятельности человека (технике, транспорте, горнодобывающей промышленности, средствах связи и коммуникации, энергетике и т.д.) используются электрохимические накопители энергии - аккумуляторы или аккумуляторные батареи (АБ).

*Постановка проблемы.* На сегодняшний день разработаны многочисленные типы аккумуляторов с использованием разнообразных электрохимических систем (свинцовые, никель-металлгидридные, литий-ионные, никель-кадмиевые и т.д.) и конструктивных решений (герметичные, герметизированные, малообслуживаемые), учитывающих специфику условий эксплуатации АБ. Однако срок службы АБ и ее надежность в эксплуатации зависят не только от конструкции и вида нагрузки. Важнейшим аспектом проблемы обеспечения надежности и долговечности АБ является способ их заряда и восстановительного обслуживания. Поэтому батарею и зарядное устройство следует рассматривать как единое целое, отвечающее условиям применения.

*Анализ последних исследований.* В процессе службы аккумулятора (как при разряде, так и при заряде) протекают процессы, приводящие к его износу и, в конечном счете, потере работоспособности. К таким процессам прежде всего относится уменьшение проводимости электродов за счет накопления на их поверхности труднорастворимых токонепроводящих соединений, например, сульфата свинца ( $PbSO_4$ )

свинцовых электродах. Так, в ряде работ [1], приводятся данные о том, что при больших токовых нагрузках в верхней части пластин положительных электродов разряд происходит с наиболее высокой скоростью, что сопровождается образованием осадка труднорастворимых частиц сульфата свинца на поверхности верхней части положительных пластин. Эти частицы, обладая пониженной прочностью сцепления с основным составом активной массы положительного электрода, могут выпадать в осадок и тем самым ухудшать качество электролита и увеличивать внутреннее сопротивление аккумулятора. В результате выноса частиц активной массы из поверхности положительных пластин и электрофоретического переноса этих частиц к пластинам отрицательного электрода может происходить короткое замыкание по кромкам пластин и через сепараторы, что приводит к выходу аккумулятора из строя. При любой (в ряде случаев весьма малой) нагрузке ресурса службы АБ.

К нежелательным побочным реакциям, протекающим в процессе работы и обслуживания аккумуляторов, относятся также коррозия элементов аккумуляторов и выделение водорода и кислорода в аккумуляторах с водным электролитом [2]. Процесс избыточного водородообразования представляет большую опасность для техники и обслуживающего персонала, т.к. может привести не только к отказу аккумулятора из-за потери электролитом воды и к раздутию герметизированных и герметичных аккумуляторов, но и к их взрывам. В ряде случаев (например, при использовании стационарных АБ в системе защиты на энергоблоках атомных электростанций и иных энергогенерирующих предприятий) это может стать причиной труднопредсказуемых техногенных катастроф.

*Постановка задачи.* В настоящее время для обслуживания аккумуляторов различных типов используют два способа их заряда: «способ постоянства напряжения» и «заряд при постоянстве величины силы зарядного тока» [3]. Оба эти способа допускают воздействие на АБ высоких токовых нагрузок, что, при наличии существенных разбежностей величин характеристик отдельных аккумуляторов, форсирует в некоторых из них протекание разрушительных процессов. По данным исследований, проведенных в лабораториях химических источников тока (ЛХИТ) Курского, Луганского, Днепропетровского аккумуляторных заводов, установлено, что из-за наличия разбежности величин отдаваемой емкости аккумуляторов в системе АБ, например, на уровне 10...12% от величины номинальной емкости ( $C_{10}$ ), интенсивность разряда АБ при работе на нагрузку дополнительно может увеличиваться в 1,2 раза. При этом, отклонение отдаваемой емкости отдельных аккумуляторов до уровня на  $0,2C_{10}$  меньше от остальных в составе АБ, при прочих равных условиях, может привести к трехкрат-

ному увеличению вышеупомянутой интенсивности саморазряда АБ. С целью обеспечения возможности выравнивания величин характеристик аккумуляторов и для достижения наибольшей полноты заряда АБ, эксплуатирующимся в режиме постоянного подзаряда (там, где это возможно) периодически проводят контрольно-тренировочные циклы (КТЦ).

При этом, согласно Действующих правил технической эксплуатации (ПТЭ), используют заряд при постоянстве силы тока ( $I_3$ ) на уровне  $I_3 = 0,1 C_{10}$ , который проводят после предварительного разряда АБ при силе тока разряда ( $I_p$ ) на уровне  $I_p = 0,1 C_{10}$ .

Из опыта работы известно, что проведение КТЦ АБ требует больших затрат времени высококвалифицированных специалистов и значительных непроизводительных затрат энергоресурсов.

Согласно положений ПТЭ и [1], при проведении КТЦ, разряд АБ (при  $I_p = 0,1 C_{10}$ ) останавливают при достижении установленной граничной величины напряжения на наиболее слабом аккумуляторе в составе АБ. При этом во время последующего заряда (при  $I_3 = 0,1 C_{10}$ ) АБ сообщают не менее, чем 1,2 количества электричества, снятого при предыдущем заряде. При таком способе заряда, даже при высоком исходном уровне равномерности работоспособности аккумуляторов в составе АБ, в течение не менее 4...6 часов при завершении заряда имеют место условия  $U_3 \gg E_a + 0,15V$ . При этом, в случае наличия в составе АБ одного или нескольких «отстающих» аккумуляторов при разряде АБ основная масса аккумуляторов в ее составе может оказаться сильно недоразряженной. При последующем заряде, что подтверждается опытом работы и данными ведущих ученых-исследователей [2], предварительно недостаточно полностью разряженные аккумуляторы могут длительное время находиться в условиях значительного перезаряда. Вследствие этого перезаряда может иметь место значительное дополнительное ухудшение состояния одного или одновременно нескольких аккумуляторов в составе АБ, приводящее к последующему трудно предсказуемому быстрому выходу из строя перезаряженных аккумуляторов и к отказу при работе АБ на штатную нагрузку.

*Основная часть.* Таким образом, традиционные способы зарядки и обслуживания АБ не обеспечивают необходимой надежности и долговечности их эксплуатации. В настоящее время разработан новый эффективный и экономичный способ обслуживания АБ — «способ восстановительного обслуживания» [4, 5]. В отличие от существующих способов обслуживания, использующих высокие токовые нагрузки с первых моментов осуществления заряда батареи, данный способ предусматривает воздействие на АБ стабилизированного напряжения, величина которого ступенчато изменяется от минимально возможных



до максимально допустимых величин в соответствии с заданным алгоритмом поступательного изменения зарядного тока.

Предложенный способ применим для работы с АБ любого типа. Его использование обеспечивает:

- максимально возможную полноту заряда всех аккумуляторов в составе АБ в сочетании с отсутствием факторов, вызывающих нарастание разбежности величин характеристик отдельных аккумуляторов;
- высокоэффективное использование зарядного тока;
- предупреждение создания условий для протекания в аккумуляторах обслуживаемой батареи процессов разрушительного характера: интенсивного разогрева, прогрессирующего газовыделения, интенсивного нарастания величины напряжения заряда и в целом высокоинтенсивного электрокоррозионного износа элементов аккумуляторов;
- создание условий для растворения и преобразования в полностью заряженную активную массу накопившихся труднорастворимых продуктов разряда;
- возможность достоверной диагностики технического состояния обслуживаемых АБ, подбора в состав АБ отдельных аккумуляторов (аккумуляторных блоков) с одинаковыми (или максимально близкими) величинами характеристик, а также возможность своевременного принятия решения о необходимости замены отдельных аккумуляторов. Кроме того, по данным этой диагностики, выполняемой без проведения общепринятых контрольных разрядов, представляется возможным прогнозировать оставшийся запас ресурса дальнейшей надежной работы АБ.

Для реализации «способа восстановительного обслуживания» ООО «APS» (г. Харьков) разработано и предлагается к использованию интеллектуальное автоматическое высокоточное зарядно-разрядное устройство (ИАВЗРУ), с помощью которого возможно обслуживание любых видов аккумуляторных батарей с учетом их типоминимала, комплектности, а также особенностей условий эксплуатации на объекте использования. Основные параметры модуля представлены в табл. 1.

*Выводы.* «Способ восстановительного обслуживания» обладает рядом преимуществ в сравнении со всеми известными и используемыми в настоящее время способами обслуживания АБ:

1. Высокая технико-экономическая эффективность:
  - увеличение срока службы АБ всех известных типов в среднем в 1,5...2 раза по сравнению с ныне действующими нормами;
  - уменьшение энергозатрат на весь комплекс обслуживания АБ на 12...17%;
  - уменьшение затрат труда обслуживающего персонала на обслуживание АБ в 1,5-2,0 раза.

Таблица 1 – Технические параметры модуля

Наименование параметра	Значение
<b>Входное электропитание</b>	
Входное напряжение	187В ÷ 254В, переменного тока
Частота входного напряжения	47 Гц ÷ 53 Гц
Пиковый ток при подключении модуля к электросети, не более	2,0 А
Максимальный входной ток	< 2,0 А
<b>Выход постоянного тока</b>	
Максимальная мощность	250 Вт
Номинальное выходное напряжение постоянного тока	7,2 В
Диапазон рабочего напряжения в режиме работы с АБ	4,2 ÷ 7,3 В
Диапазон ручной подстройки выходного напряжения в тестовом режиме	5%
Выходной ток при работе с батареей	0 ÷ 20,0 А
Эффективное значение напряжения пульсаций на выходе модуля, не более	200 мВ (в диапазоне до 20 МГц)
Коэффициент полезного действия, не менее	0,87 (при $U_{ВХ}=220В$ , $P_{ВЫХ}>100Вт$ )
Защита от КЗ в нагрузке	25,0 А
Защита от повышенного выходного напряжения	9,0 В
Защита от перегрева	+ 85°C на внутреннем радиаторе
<b>Общие характеристики</b>	
Степень защиты корпуса	IP-20
Рабочая температура	от - 10° до + 50°C
Рабочая относительная влажность	до 95 %
Уровень акустического шума, не более	40 dBA
Температура хранения	от - 30° до + 60°C
Габариты модуля	66 x 150 x 273 ( шxвxд)
Вес	2,5 кг
Индикация	“NORMAL” зеленого цвета - нормальной работы “BATTERY” желтого цвета – режим работы с батареей (разряд/заряд) “ALARM” красного цвета – аварийного состояния
Управляющие и контрольные сигналы	Дискретные. Тип сигналов – “Сухой контакт” Цифровой порт USART.
Среднее время наработки на отказ, не менее	50 000 часов

2. Возможность автоматизированного выбора и реализации в текущем времени требуемого режима обслуживания в зависимости от состояния АБ, работающей на штатную нагрузку.

#### Литература

1. Дасаян М.А. Современная теория свинцового аккумулятора /М.А.Дасаян, И.А.Азуф : - Л.: Энергия. - 1975.
2. Еерндт Д. Конструкторский уровень и технические границы применения герметичных батарей. Сравнение герметичных и герметизированных батарей. - М.: Селком - Наука и техника, 1998.
3. Галузевий нормативний документ ГНД 34.50.501-2003. Експлуатація стаціонарних свинцево-кислотних акумуляторних батарей. - К.: ОЕП „ГРІ-ФФЕ”, 2004.
4. Данков В.В. Патент України НО1М/44 № 18026А, 17.06.1997. Спосіб відновлювального обслуговування акумулятора у складі батареї.
5. Данков В.В. Спосіб зарядки акумулятора. Рішення Інституту промислової власності про видачу патенту МПК 6Н01М/44, 07.07.2000

### **СПОСІБ ВІДНОВНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ АКУМУЛЯТОРІВ У СКЛАДІ АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЙ РІЗНИХ ТИПІВ**

М.О. Циганенко, В.В. Данков

**Анотація** – у статті розглядаються способи зарядки акумуляторних батарей і пропонується спосіб відновлюючого обслуговування акумуляторних батарей різних типів.

### **METHOD OF RESTORATION SERVICE ACCUMULATORS IN COMPOSITION STORAGE-BATTERY BATTERIES OF DIFFERENT TYPES**

M. Tsiganenko, V. Dankov

#### *Summary*

**In the article the methods of charging of accumulators batteries are examined and the method of restoration maintenance of accumulators batteries of different types is offered.**

УДК 631.316.2

## ОСОБЛИВІСТЬ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ ҐРУНТОВИМ РОЗПУШУВАЧЕМ З ВЕРТИКАЛЬНИМ РОТОРОМ

Арсенюк О.В., асп.

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

**Анотація** - в комплексі агротехнічних заходів, що сприяють підвищенню врожайності будь-якої сільськогосподарської культури і якості отриманої продукції, чимале значення має передпосівний обробіток ґрунту. Підвищення культури землеробства нерозривно пов'язано з підвищенням якості передпосівного обробітку ґрунту. І тому залишається на сьогодні актуальним питання про впровадження нових машин з енергоощадними та раціональними робочими органами для поверхневого передпосівного обробітку ґрунту, які б забезпечували якісне виконання вимог підготовки ґрунту до посіву.

**Ключові слова** - передпосівний обробіток, ґрунт, ґрунтообробна машина, вертикальний ротор, розпушувальний пристрій.

*Постановка проблеми* у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Актуальною і багатобічною проблемою у всі періоди землеробства є ефективне розпушення ґрунтових шарів. Потрібно зрозуміти, що оптимальні параметри яким повинен володіти ґрунт на момент висівання насіння, багато в чому визначає конструкція оброблювального пристрою і її кінематичні параметри. Безумовно, показників тих, що визначають найбільш сприятливе місце "існування" висіяних насінин і сходів, є дві групи. До першої відносяться чинники, не залежні від механічної обробки ґрунту: мінералогічна будова і хімічний склад, мікрофлора і тому подібне. Сюди можна віднести в деякому розумінні і вологість ґрунту, хоча цей чинник може бути регульований механічною дією на ґрунт. До другої групи чинників слід віднести групу операцій, що виконуються ґрунтообробними пристроями, які направлені на зміни структури ґрунту (розпушення, структуроутворення і тому подібне), а також на регулювання водних і аераційних режимів оброблюваного ґрунтового шару. Для вирішення цих проблем постійно удосконалюються існуючі ґрунтообробні пристрої і технології, а також розробляються принципово нові технології і пристрої для їх реалізації.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій*, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Основоположниками по розробленню теоретичних основ взаємодії робочих органів з ґрунтом, методів оптимізації їх параметрів і режимів роботи являються В.П. Горячкін, П.М. Василенко, Г.М. Синєоков [1, 2].

Практичні та теоретичні основи дослідження по обґрунтуванню параметрів ґрунтообробних робочих органів викладені в працях А.Б. Лур'є, І.М. Панова, Л.В. Погорілого, Н.К. Мазітова, Я.С. Гукова, А.С. Кушнар'ова [3,4,5,6].

*Формулювання цілей статті (постановка завдання)*. Виходячи з особливостей обробки ґрунту, як об'єкту, використання ґрунтообробних машин як предмету на покращення стану ґрунтового середовища внаслідок механічного впливу на нього робочих органів машин і знарядь для задоволення потреб вирощуваних культурних рослин у певних ґрунтово-кліматичних умовах як мети досліджень можна сформулювати наступні задачі:

- проаналізувати і запропонувати перспективні розпушувальні пристрої для задоволення потреб рослин в цілому, з дотриманням агрономог та виконанням екологічної безпеки застосування впроваджених технологій та пристроїв;
- розглянути та проаналізувати варіанти підбору технологічних параметрів розпушувального пристрою;
- висвітлити і проаналізувати запропонований розпушувач ґрунту.

*Виклад основного матеріалу* дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових

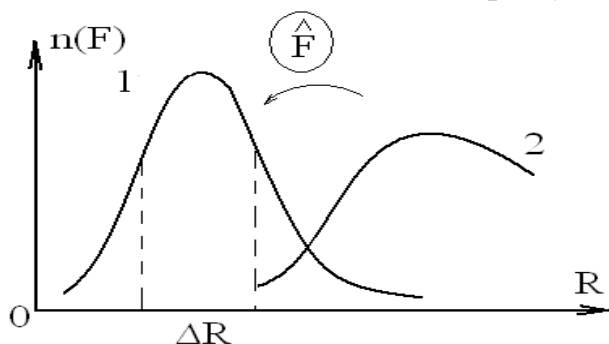


Рис. 1. набір операцій (оператор)  $F$  перетворює функцію розподілу 1 на функцію розподілу 2.  $R$  – інтервал агрономічно цінних фракцій.

результатів. Аналізуючи дослідження наших попередників можна зробити деякі побічні висновки. По – перше, створюється враження, що науковий потенціал України саме в цій галузі різко зростає. Безумовно, це артефакт і дійсні причини цього, як видно, не перетинаються з науковими підходами до вирішення корінних проблем. По – друге, різке зростання числа корисних моделей можна пояснити

тією обставиною (і це є дуже правдоподібно), що вельми непродумане впровадження інтенсивних технологій крім інших побічних явищ [7]

привело до відчутних змін механічних властивостей ґрунтів, що постійно змінювало ефективність вживаних пристроїв. Враховуючи масштаби втручання людини в "долю" ґрунту, можна припустити, що процес пошуку оптимальних розпушувальних пристроїв залишатиметься актуальним ще тривалий час. Останнім визначиться актуальність пропонованою читачеві роботи.

Конструювання розпушувачів ґрунту може бути поставлене на чітку алгоритмічну основу. Для цього слід визначити "що ми маємо" (початковий стан ґрунту) і "і що ми хочемо мати". Найзручніше вирішувати цю проблему на мові функцій розподілу ґрунтових агрегатів до обробітку і після неї [8] (Рис.1).

Розпушувальний пристрій, що розробляється повинен забезпечити виконання операцій  $F$ , з урахуванням агровиногу  $i$ , бажано мати мінімальну металоємкість і енергоспоживання. Безумовно, повинні виконуватися умови екологічної безпеки застосування впроваджених технологій і пристроїв [9].

Розглянемо розпушувальний пристрій у вигляді ротора з вертикальною віссю, який рухається горизонтально з поступальною швидкістю  $V_0$  і складається з  $n$  ножів, поставлених вертикально (найпростіша конструкція - як з погляду розрахунку, так і реалізації) (Рис.2).

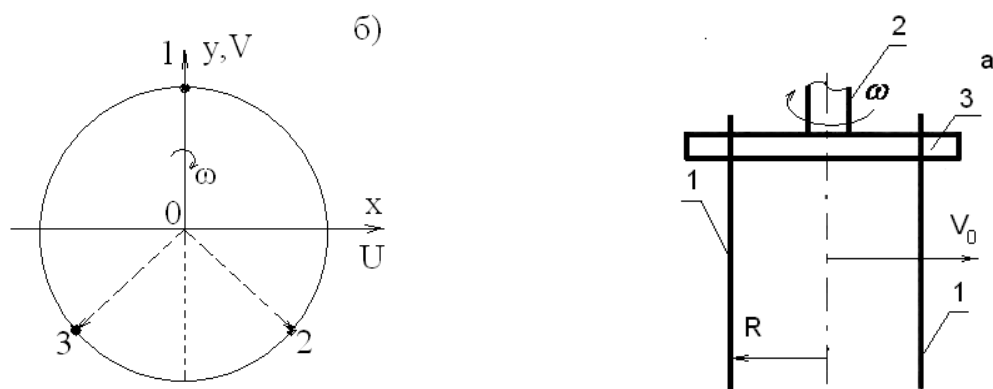


Рис. 2. Схематичне зображення розпушувального пристрою:

а) 1 – ріжучі ножі; 2 – вал; 3 – кріпильний елемент.

б) розрахункова схема.

Проблема оптимізації зводиться до підбору параметрів пристрою ( $V_0, \omega, R, n$ ) при яких відстань між траєкторіями, описувані точками на ріжучих лезах не перевищує по величині розмірів агрономічно цінних агрегатів  $\mu R$ .

Крім того, розміри отримуваних частинок, менше  $\mu R$  утворюють пилову фракцію і є небажаними.

Запишемо рівняння траєкторії точок на лезі ножа:

$$\begin{cases} U_k(\tau) = \frac{X_k}{R} = \frac{V_0 \tau}{\omega R} + \sin\left(\tau + \frac{2\Pi k}{n}\right) \\ V_k(\tau) = \frac{y_k}{R} = \cos\left(\tau + \frac{2\Pi k}{n}\right) \end{cases}$$

$$k = 0, \tau = \omega t, \beta = \frac{V_0}{\omega t} \quad (1)$$

Легко бачити, що траєкторії є:

- циклоїди ( $\beta = 1$ );
- подовжена циклоїда ( $\beta > 1$ );
- укорочена циклоїда ( $\beta < 1$ ).

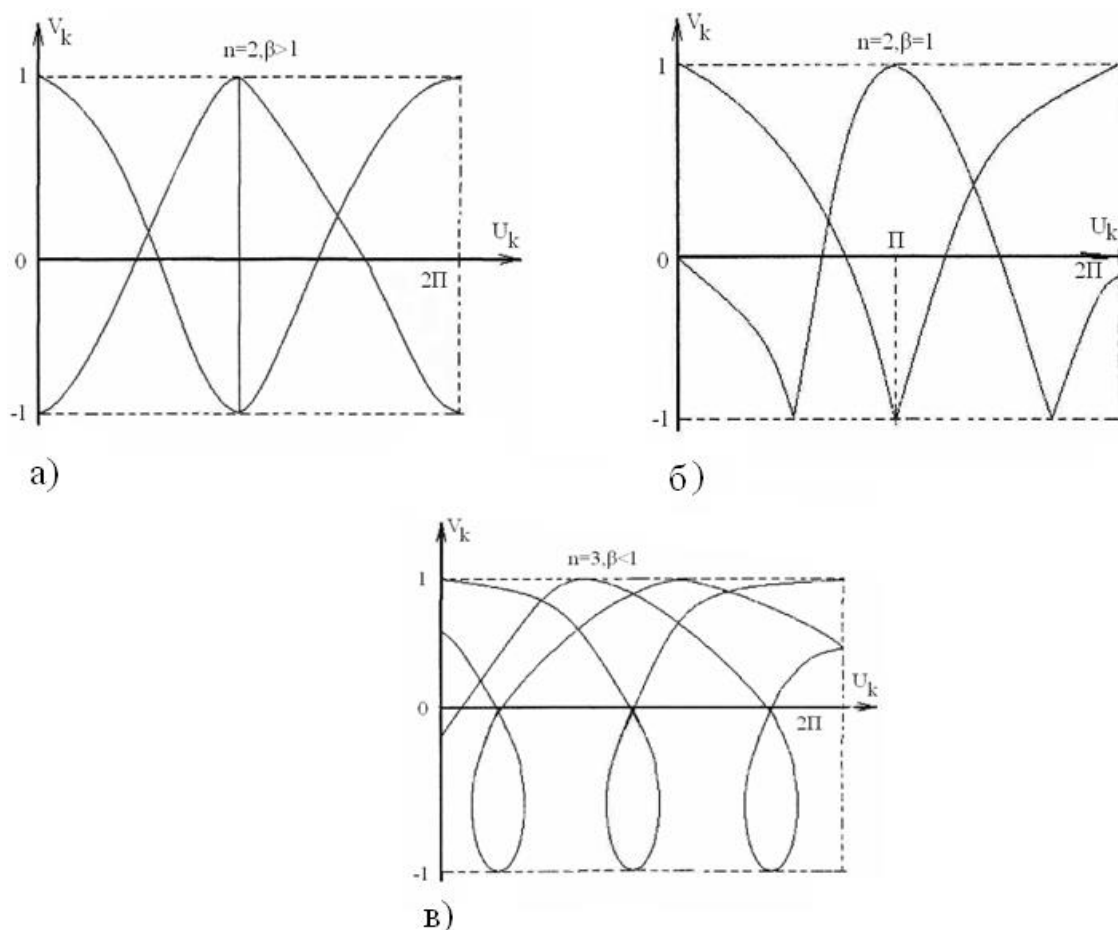


Рис. 3. Траєкторії точок на лезах ріжучих елементів.

Траєкторії представлені на рисунку 3 безумовно, тут зображені деякі, найбільш типові. Але, навіть зображені на рисунку 3 траєкторії можуть привести до наступного:

1. Випадок  $\beta > 1$  неефективний, так залишаються ґрунтові агрегати великих розмірів. Ці випадки реалізуються при  $\omega \leq V_0 R^{-1}$  і безумовно, не використовуються.

2. "Робочий" випадок  $\beta < 1$  (рис.3б) - із збільшенням частоти він, легко реалізується. При збільшенні числа ріжучих елементів щільність траєкторії збільшується, що дозволить зменшити  $\omega$ . Проте, параметри  $R \approx 0.15\lambda$ ,  $V_0 \approx 5\lambda / \tilde{n}$  дають  $\omega = 33\tilde{n}^{-1}(5,3\lambda / \tilde{n})$  - зменшувати частоти до таких величин за рахунок збільшення числа ріжучих елементів недоцільно. Радикальне (і таке спокусливе) збільшення  $\omega$  також не допустимо, оскільки при цьому збільшується концентрація пилової фракції. Частка пилової фракції також різко зростає за умови (агровимог)  $V \geq V_g$  ( $V_g$  - максимально допустима швидкість впливу робочого елемента на ґрунтові мікроагрегати). Так для  $V_g \approx 2\lambda / \tilde{n}$  вище прийнятих значень  $R$  і  $V_0$  на  $\omega$  накладається обмеження  $\omega \leq 17\lambda / \tilde{n}$ . Слід зазначити, що утворення пилової фракції уздовж смуги обробітку не є рівномірним і пропадає при  $U_k = 0$ .

Узагальнюючи слід зазначити, що вище проведений аналіз може бути проведений і для деяких модифікацій роторного розпушувача, приймаючи отримані вище результати, як математичну модель нульового рівня.

Запропонований нами ґрунтовий розпушувач з вертикальним ротором може виконувати ефективно увесь комплекс вищезгаданих операцій. Схема розпушувача приведена на рисунку 2. Оскільки обертання валу 2 забезпечується механічним приводом і лінійна швидкість  $\omega R$  не повинна сильно перевищувати допустиму швидкість, яка визначена агровимогами, даний пристрій відноситься до активних робочих органів. Значне збільшення  $\omega$  приводить до утворення значної частки пилової фракції. У разі безвідвальної обробки пилова фракція не відіграє негативної ролі (не створює тенденції до виникнення ерозії) і при акцептації вібропроцесів може відіграти вельми позитивну роль у формуванні місця існування кореневої системи рослин [10].

Використання розпушувача з вертикальним ротором відкриває досить об'ємний спектр можливостей. Розглянемо деякі, на наш погляд, найбільш важливі аспекти застосування розпушувача з вертикальним ротором.

1. Можливість отримання структури ґрунту, близької до оптимальної для кореневої системи рослин. Ця проблема, хоча і є багатфакторною, але при оптимальній вологості ґрунтового шару, який обробляється, порівняно легко вирішується шляхом підбору відповідного значення параметра  $\beta = V_0 (\omega R)^{-1}$ . Цей вибір слід проводити з умови:



$$|M_k M_{k+1}| \leq d_{\max}^{ay},$$

де  $M_k$  – точка циклоїди, яка описує в ґрунті к-тий елемент пристрою;

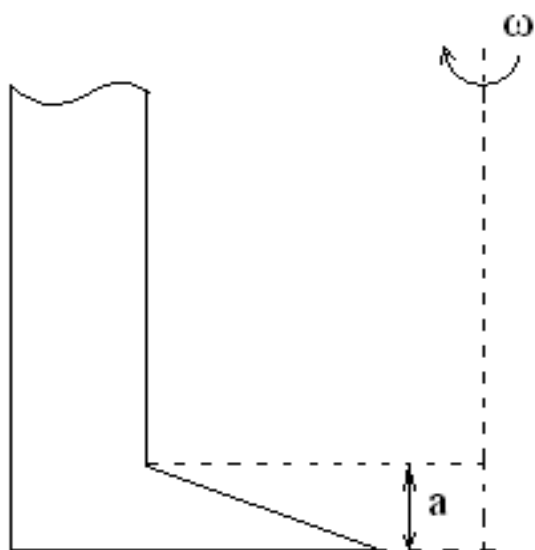


Рис. 4. Модифікований різальний апарат.

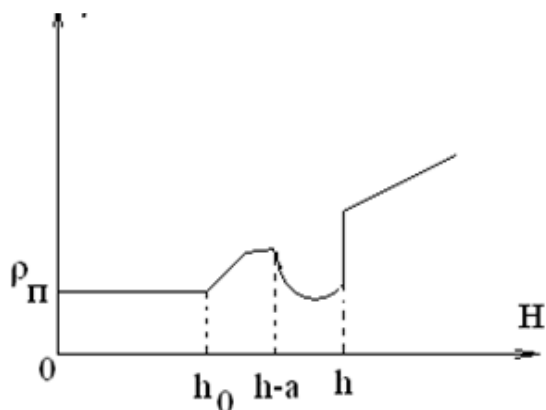


Рис. 5. Якісна залежність щільності від глибини  $H$ :  
 $(h_0 - h-a)$  - «губка»  
 $(h - h-a)$  - зона кришіння нижньою частиною ріжучого елемента

тобто, цей процес проникнення повітря в ґрунт досить активний і не носить характеру дифузійних процесів. Це стосується і проникнення в ґрунт вологи – порівняно великі розміри щілин дозволяють виключи-

$d_{\max}^{ay}$  - максимальний розмір агрономічно цінного агрегату.

Передпосівний обробіток допускає значне підвищення пилової фракції – це переводить вище приведену нерівність в строгість. Доцільним було б проведення серії експериментальних досліджень в цьому напрямі – оскільки відомо авторові, подібні дослідження не проводилися.

2. Можливість отримання конфігурації ґрунтової макроструктури, оптимальною для аерації і водних режимів. Ця оптимальність визначається: поперше, якнайкращому покращенні потреб кореневої системи рослин в повітрі і волозі в досить не простий для неї осінньо-зимовий період; подруге, можливість управляти процесами промерзання ґрунту. Наявність вертикальних щілин активує аеробні процеси в ґрунті на достатню для кореневої системи глибину (глибина активної аерації, визначається глибиною даних щілин).

Ці ж щілини неминуче дозволяють проникненню на таку ж глибину значної кількості вологи. Слід зазначити, що розміри щілин, які визначаються лінійними розмірами поперечного перетину ріжучих елементів, більші, ніж довжина вільного пробігу частинок повітря,

ти з розгляду капілярні ефекти і поверхневі води (осінні дощі), які рухаються вниз виключно під впливом гравітаційних сил і не несуть характеру фільтрації ґрунтових вод. Зрозуміло, що ці вельми активні водно-повітряні процеси неминуче приводять до часткового руйнування руйнівником утвореної структури ґрунту. За цей час утворена структура виконує свої функціональні завдання: насичення ґрунту повітрям і вологою. Проблема збільшення часу  $\tau_0$  вирішувалася в [11] (для здійснення інших цілей).

3. Можливість утворення відносно стійких ґрунтових структур, які забезпечують необхідні для кореневої системи вологі режими. Це досягається наступними механізмами. По-перше, акцентування високочастотних вібрацій приводить до осідання пилової фракції в нижній шар ґрунту, утворюючи таким чином горизонтальну смугу, в межах якої середній розмір щілин є невеликим, де переважаючим стає капілярний режим – ця смуга перетворюється на “губку”, яка утримує вологу тривалий час. Підбором параметрів розпушувального пристрою можна поєднати “губку” і зону зростання кореневої системи і тим самим на тривалий час забезпечити рослину вологою. По – друге, незначна модифікація ріжучого елемента (Рис. 5) додає йому властивості, що дозволяють формувати посівне ложе і провести більш активне розпушення в нижніх шарах ґрунтового пласта. Це приведе до постійного забезпечення “губки” вологістю і до того, що теплопередача нижніх шарів зменшиться (теплоізоляційна куля)(рис.3), що сприяє процесам промерзання ґрунту і впливаючим звідси змінам структури ґрунту.

Висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку. Узагальнюючи викладений матеріал можна зробити висновок:

1. Проаналізовано та запропоновано розпушувальний пристрій, який дозволяє вирішити проблему ефективного розпушення ґрунту з дотриманням усіх вимог.

2. Розглянуто і обґрунтовано конструктивні параметри, якими повинен володіти розпушувальний пристрій.

3. Розглянуто запропонований розпушувач ґрунту і висвітлено його очевидні переваги, а саме:

- отримання структури ґрунту, близької до оптимальної для кореневої системи рослин;
- отримання конфігурації ґрунтової макроструктури, оптимальною для аеробіки аераційних і водних режимів;
- утворення відносно стійких ґрунтових структур, які забезпечують необхідні для кореневої системи вологі режими.

Висновки. І на кінець слід зазначити, що впливи, що розглядаються вище, на ґрунт мають дуже чіткі інтервали своїх значень. Іншими словами, дана технологія обробітку ґрунту жодною мірою не є різновидом інтенсивних технологій.

#### Література

1. *Горячкин В. П.* Собрание сочинений. В 3 т. / Изд. 2-е. Под ред. Н. Д. Лучинского. – М.: Колос, 1968.
2. *Синеоков Г.Н.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин. / *Г. Н. Синеоков, И. М. Панов.* - М.: Машиностроение, 1977. - 328с.
3. *Лурье А.Б.* Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин / *Лурье А.Б., Громбчевский А.А.* - Л. Машиностроение, 1977. – 528 с.
4. *Погорілий Л.В.,* Агроінженерія в комплексному технічному забезпеченні сільськогосподарського виробництва/*Л.В. Погорілий, В.О.Дубровін, І.А. Шевченко* Зб.наук.праць ТДАТА.- Мелітополь: ТДАТА, 2001.- Том 18.- С. 3-9.
5. *Гуков Я.С.* Способи обробітку ґрунту: їх ефективність та перспектива / *Я.С. Гуков, М.П. Могілевський, О.Г. Тарарико* //Механізація та електрифікація сільського господарства. - Київ: Урожай, № 1992, № 75. - с. 51-55.
6. *Кушнарєв А.С.* Механико-технологические основы обработки почвы/ *А.С. Кушнарєв, В.И. Кочев.* – К.: Урожай, 1989. – 140 с.
7. *Андреев А.А.* Динамика процессов аккумуляции железа в почве при длительном воздействии элементов почвообрабатывающих устройств/ *А.А. Андреев* //Materialy V Międzynarodowej naukowi - praktycznej konferencji "Naukowa przestrzen Europy -2009 ". - v. 18. - Przemysl. - 2009. - p. 16 - 20.
8. *Арсенюк О.В.* Доцільності використання комбінованих машин для поверхневого передпосівного обробітку ґрунту/ *О.В. Арсенюк, А.А. Андреев* // Вісник Львівського національного університету .Серія “Агро – інженерні дослідження ”:Вип. 13.Том 1. – Львів: ЛНУ. – 2009. – С. 202 – 208.
9. *Арсенюк О.В.* Мінімізація обробітку ґрунту – шлях до економії енергозатрат та збереження родючості ґрунту/ *О.В. Арсенюк, О.Я. Стрельчук* // Науковий вісник національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія “Техніка і енергетика АПК” – Вип. 144,ч. 2. – К., 2010. – С.271 – 279.
10. *Андреев А.А.* Высокочастотные вибрационные технологии в земледелии как экологически чисты//Mater.V Międz. naukowi - prakt. konf. «Wschodnia spolka - 2009». - V. 7 - Przemysl. - 2009. - p. 18 - 20.
11. *Андреев А.А.* Оптимизация ножа для нарезания направляющих щелей / *А.А. Андреев, В.С. Ревука* //Сб. научн. трудов “Совер-

шенствование рабочих процессов с/х техники”. – Кишинев. – 1989. – с. 9 – 11.

## **ОСОБЕННОСТЬ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ ПОЧВЫ ГРУНТОВЫМ РАЗРЫХЛИТЕЛЕМ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ РОТОРОМ**

О.В. Арсенюк

**Аннотация - в комплексе агротехнических мероприятий, которые способствуют повышению урожайности любой сельскохозяйственной культуры и качества полученной продукции, достаточно большое значение имеет предпосевное возделывание почвы. Повышение культуры земледелия неразрывно связано с повышением качества предпосевного возделывания почвы. И потому остается на сегодня актуальным вопрос о внедрении новых машин с энергосохранными и рациональными рабочими органами для поверхностного предпосевного возделывания почвы, какие бы обеспечивали качественное выполнение требований подготовки почвы к севу.**

## **FEATURE OF TILL OF SOIL GROUND BUSTER DEVICE WITH VERTICAL ROTOR**

O. Arsenyuk

### *Summary*

**In the complex of agro technical measures which are instrumental in the increase of the productivity of any agricultural culture and quality of the got products, pressed till of soil has a large enough value. The increase of culture of agriculture is indissolubly related to upgrading pressed till of soil. And that is why remains for today актуальным question about introduction of new machines with keepings energy and rational workings organs for superficial pressed till of soil, what would provide high-quality implementation of requirements of preparation of soil to sowing.**

УДК 631.31

## К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ СИСТЕМНОЙ МОДЕЛИ КРОШЕНИЯ ПЛАСТА ПОЧВЫ

Ветохин В.И., к.т.н.

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт»

Тел./факс: (044) 501-63-43 / 284-70-72; e-mail: veto-v@mail.ru

**Аннотация** – работа посвящена анализу моделей крошения почвы клином. Предложена модель крошения почвы в системе «энергосредство – рабочий орган – слой почвы». Показан механизм самоадаптации системы с образованием промежуточного тела из уплотненной почвы, выполняющего функцию динамически изменяющейся части рабочей поверхности и регулятора КПД.

**Ключевые слова** – почва, модель крошения, рабочая поверхность, система, обратная связь, КПД, самоадаптация

**Постановка проблемы.** Крошение почвы, ее фракционный состав один из важнейших показателей работы почвообрабатывающего орудия. Эти показатели определяют структуру корнеобитаемого слоя, его обменные характеристики а, следовательно, и урожай сельскохозяйственных культур. Однако механизм процесса крошения еще недостаточно изучен и не дает достаточных оснований для совершенствования и проектирования орудий.

**Анализ последних исследований.** В.П. Горячкин предложил следующую модель процесса стружкообразования и деформации почвы клином (рис. 1): «Вначале клин сминает площадку  $cbd$ , а затем образуется трещина  $df$  под углом  $\Psi$ :

$$\Psi = \pi/2 - (\alpha + \varphi + \varphi')/3,$$

где  $\varphi$  – угол внешнего трения пласта по поверхности клина,  $\varphi'$  – угол внутреннего трения. (По Гологурскому:  $\varphi' = 15 \div 45^\circ$ ;  $\varphi = 40 \div 50^\circ$ )» [1, с. 242-243].

Такая модель, как основание для расчетов, использована многими авторами. Г.Н. Синееков подробно изучил вопрос стружкообразования при резании клином [2]. При этом он проводил натурные физические эксперименты, моделирование в почвенном канале и исследовал резание парафина.

---

Научный консультант: д.т.н., проф. И.М. Панов

© к.т.н. Ветохин В.И.

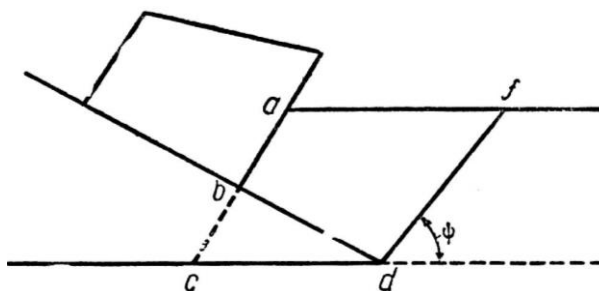


Рис.1. Модель деформации почвы клином по В.П. Горячкину [1]

В результате своих исследований Г.Н. Синеоков таким образом описал модель процесса стружкообразования под действием клина.

При обработке почв, обладающих малой связностью, деформация почвы впереди клина складывается из двух периодически повторяющихся фаз: уплотнения клином почвы и вдавливания ее частиц при перемещении лезвия клина из точки  $O$  в точку  $O_1$  и мгновенного возникновения в почве впереди лезвия клина плоскости сдвига, образующей угол  $\psi_r$  с дном борозды (рис. 2). При этом происходит отделение от почвы призматической глыбы, имеющей в поперечном сечении форму трапеции  $O_1A_1AB$ . Не претерпевая новых деформаций, эта глыба начинает двигаться по поверхности клина со скоростью  $v_r$  и одновременно скользить по плоскости сдвига  $O_1A_1$  со скоростью  $v_a$  [3].

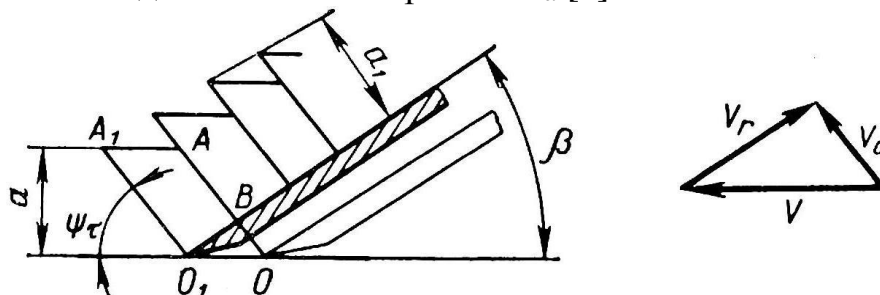


Рис. 2. Модель деформации почвы под действием клина по Г.Н. Синеокову и И.М. Панову [3]

Нами предложена уточненная модель крошения почвы сформулированная в следующем виде: в начале действия клина на пласт образуются серии сдвигов в нижней части пласта, не достигающих поверхности поля, затем образуется криволинейная трещина отрыва или сдвига достигающая поверхности поля. Одновременно, пласт делится на слои поверхностями сдвигов и разрывов параллельно и перпендикулярно поверхности поля (рис. 3).

Однако описанные выше модели не объясняют реальную степень крошения почвы, достигаемую при работе рыхлителей почвы, и составляющую до 80% фракции 50 мм при глубине обработки до 40 см.

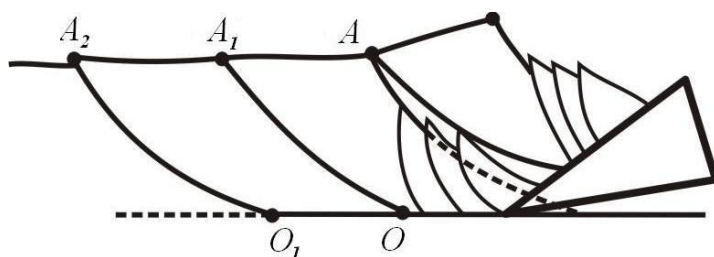


Рис. 3. Модель деформации почвы под действием клина

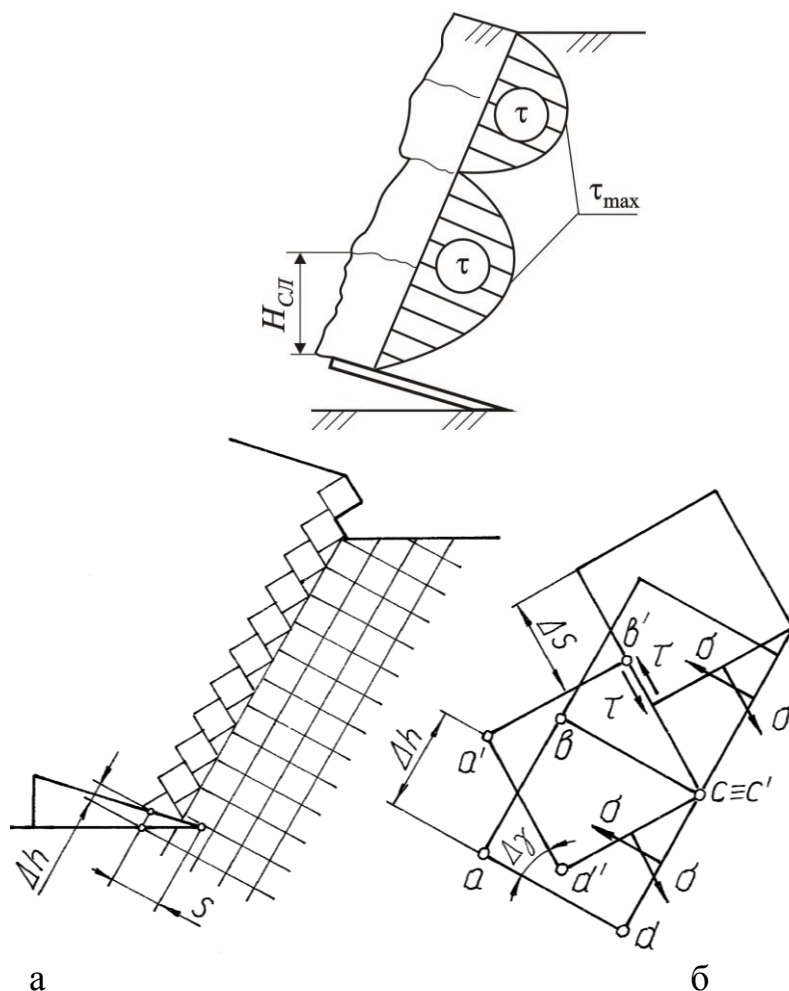


Рис. 4. Модели крошения расслоением слоя почвы под действием клина [6, 7]: а – образование слоев пласта  $H_{сл}$  под действием максимальных касательных напряжений  $\tau_{max}$ ; б – крошение сдвигом и вращением элементов слоя почвы

Анализ показал, что при работе орудий наиболее распространен механизм отделения пласта почвы одновременно сдвигом и отрывом.

Особый интерес представляет тип стружки, когда пласт испытывает расслоение. Такой тип стружки отмечали в результате опытов В.М. Мацепуро, И.В. Манюта и А.Н. Гудков [4, 5], что испо-

льзовано нами при обоснованні моделі крошення пласта ґрунту під дією клина. Предложені моделі крошення ґрунту як процесу багаторазових послідовних сдвігів в пласті пояснюють ступінь крошення, реально досягаєму при роботі рыхлителів (рис. 4) [6, 7].

*Формулювання цілей статті.* Ціль даного дослідження – описати механізм стружкоутворення і крошення ґрунту при розгляді робочого органу і шару ґрунту як системи і на цій основі наметити шляхи удосконалення форми робочого органу.

*Основна частина.*

При роботі рыхлителів ґрунту в початковій фазі стружкоутворення утворюється тіло з ущільненої ґрунту, яке можливо зафіксувати при раптової зупинці інструменту (рис. 5) [8]. В силу циклічного характеру процесу стружкоутворення, тіло з ущільненої ґрунту виникає і постійно сходить з робочої поверхні інструменту. Частина тіла з ущільненої ґрунту може проявлятися в вигляді нароста на робочій поверхні.

Зовнішня межа  $\Phi_2$  тіла з ущільненої ґрунту, як посередник, передає навантаження від робочого органу до решти пласту, і по суті, стає робочою поверхнею для решти об'єму шару ґрунту. Таким чином тіло – посередник суттєво коректує вихідну форму  $\Phi_1$  робочого органу (рис. 6 а). При розділенні пласта ґрунту на шари, в процесі його крошення, поверхні розділу шарів  $\Phi_3$  також виконують функцію робочої поверхні для вищеповерхових об'ємів ґрунту. Отже, робочий орган і шар ґрунту утворюють адаптивну систему, причому частина об'єму оброблюваного ґрунту стає змінною частиною робочого органу (рис. 6 б).

Як відомо, до адаптивних систем належать системи, що змінюють алгоритм своєї функціонування і/або свою структуру для досягнення оптимального стану при зміні зовнішніх умов. В даному випадку маємо зміну структури системи, коли частина оброблюваного шару ґрунту (тіло з ущільненої ґрунту) переходить в пластичний стан, а інша частина претерпеває крихлість деформації – крошення. Пластичні деформації більш енергоємні і зазвичай еквівалентні розпиленню ґрунту – втраті структурності. Крошення решти шару ґрунту відбувається внаслідок крихлих деформацій – відриву, сдвігу з розтягненням і т.п., менш енергоємних і направлених на виконання корисної роботи по структурі пласта.



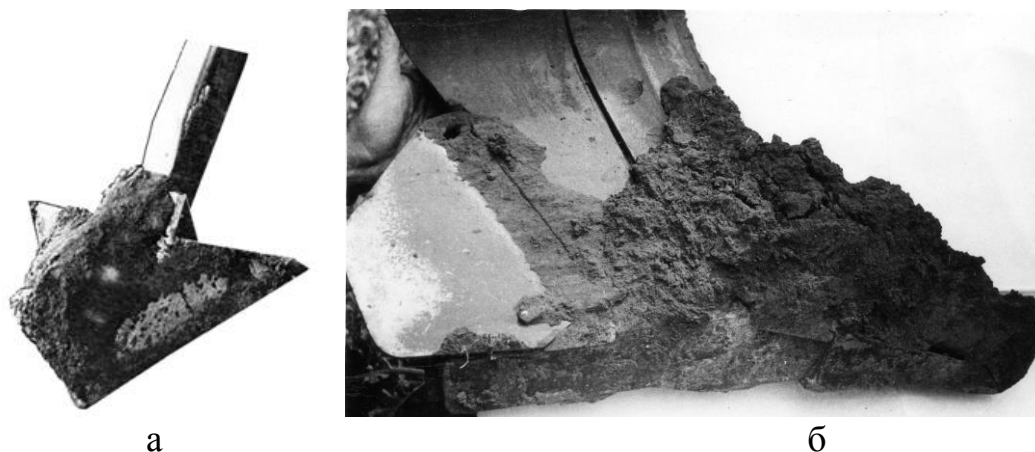


Рис. 5. Вид уплотненной почвы на рабочей поверхности [8]:  
 а – лапы чизельного плуга;  
 б – долота и поперечно наклонной стойки плуга-рыхлителя

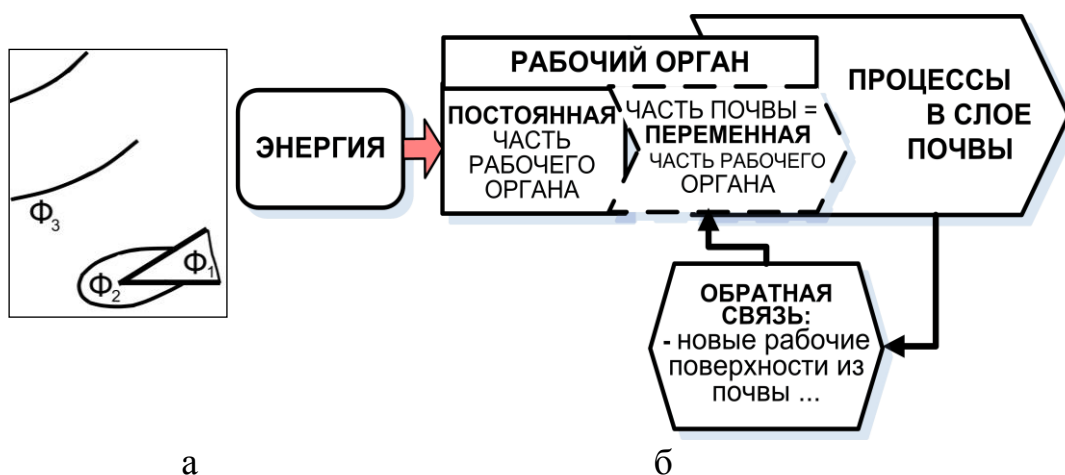


Рис. 6. Модели самоадаптации системы «энергосредство – рабочий орган – слой почвы» в процессе крошения почвы:

а – схема образования новых рабочих поверхностей ( $\Phi_2$ ,  $\Phi_3$ ) в слое почвы; б – блок-схема саморегулирования системы

Эволюция открытых систем связана с соотношением основного и сопряженного процессов [9, 10]. Основной процесс может протекать самостоятельно, другой – сопряженный процесс протекает как дополнительный к основному процессу. Энергия, диссипирующая в основном процессе используется для поддержания сопряженного процесса. В нашем случае процесс крошения возможно отнести к основному процессу, а образование промежуточного тела из уплотненной почвы к сопряженному процессу.

Критерий самоорганизации процесса определяется изменением мощности процесса (энергии в единицу времени). Изменение энергии процесса  $dA/dt$  записывается следующим образом [9]:

$$dA/dt = \eta(dE/dt) + E(d\eta/dt) > 0,$$

где  $\eta = A/E$  - КПД использования энергии, попадающей в систему;

$A$  - энергия, совершающая полезную работу в системе;

$E$  - энергия, попадающая в систему;

$dE/dt$  - изменение поступления энергии в систему;

$d\eta/dt$  - изменение КПД использования энергии, попадающей в систему.

Система считается эволюционирующей если  $dA/dt > 0$ . Это возможно если поток энергии в систему растет, т.е.  $dE/dt > 0$ .

Тогда КПД может не изменяться  $d\eta/dt = 0$  - случай «экстенсивного» развития системы. В нашем случае поток энергии от энергоносителя постоянен, т.е.  $dE/dt = 0$ , а совершенствование системы возможно за счет совершенствования внутренних механизмов использования энергии, т.е.  $d\eta/dt > 0$ .

Функцию регулятора КПД в системе выполняет промежуточное тело из уплотненной почвы. Промежуточное тело из уплотненной почвы динамично изменяет форму рабочего органа и перераспределяет нагрузку на пласт [11].

С токи зрения функции системы, т.е. крошения почвы, образование промежуточного тела из уплотненной почвы есть потери энергии и эффективности.

Однако диалектика процесса состоит в том, что энергия в сопряженной системе, включающей тело из уплотненной почвы, расходуется для образования механизма повышения КПД основной системы. Изменение КПД происходит за счет перераспределения напряжений и изменения механизма деформации слоя почвы.

При повышении КПД потери энергии в системе уменьшаются, и энергия расходуется на изменение структуры основной системы – крошение и рыхление объема слоя почвы. С завершением цикла «рост давления на рабочей поверхности – спад давления (в результате крошения слоя почвы)» сопряженная система деградирует и начинается следующий цикл.

*Выводы.* Процесс крошения почвы в системе «энергосредство – рабочий орган – слой почвы» возможно описать так:

подвод энергии к объему почвы посредством рабочего органа  
⇒ рассеяние энергии в слое почвы (основной системе) и образование преобразователя напряжений в виде промежуточного тела из уплотненной почвы (сопряженной системы) ⇒ перераспределения сил и напряжений в слое почвы за счет действия промежуточного тела, повышение КПД системы ⇒ структурирование (крошение и рыхление) слоя почвы (изменение структуры основной системы) ⇒ спад давления на рабочей поверхности, распад промежуточного тела (угасание сопряженной системы) и начало нового цикла. При крошении почвы клином промежуточное тело из уплотненной почвы выполняет функцию переменной части рабочего органа и регулятора КПД системы. Изменение формы и параметров рабочего органа, приводящее к уменьшению объема тела из уплотненной почвы, должно снизить энергозатраты и повысить эффективность системы.

*Дальнейшие исследования* необходимо посвятить параметризации предложенной модели и нахождению расчетных зависимостей для количественной оценки процесса.

#### Литература

1. *Горячкин, В.П.* О физико-механических и агротехнических свойствах почвы / *В.П. Горячкин* // Собр. соч.: В 7 т. - М.: Сельхозгиз, 1940, Т.4. - С. 237-246.
2. *Синеоков, Г.Н.* Сопротивления почвы, возникающие при ее обработке: Дис. ... докт. техн. наук / *Г.Н. Синеоков* / АН СССР; Почвенный ин-т им. В.В. Докучаева. В 2Т. - М.: 1954. - Т.1. - 166 с.
3. *Синеоков, Г.Н.* Теория и расчет почвообрабатывающих машин / *Г.Н. Синеоков, И.М. Панов.* – М.: «Машиностроение», – 1977. – 328 с.
4. *Мацепуро, М.Е.* Характер деформации болотно-торфяного грунта под воздействием плоского двугранного клина / *М.Е. Мацепуро, И.В. Манюта* // Вопросы земледельческой механики. АН БССР, Ин-т мех-и и электр. сел. хоз-ва. – Минск: Госиздат БССР, 1959. - Т. 2; Гл. 2. – С. 36-64.
5. *Гудков, А.Н.* Теоретические основы вспашки твердых почв / *А.Н. Гудков* // Усовершенствование орудий для основной обработки почвы: Матер. НТС ВИСХОМ. – М.: ОНТИ ВИСХОМ. 1959. – Вып. 5. – С. 212-241
6. *Ветохин, В.И.* Модель крошения почвы под действием клина / *В.И. Ветохин* // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1994. - № 10. - С. 25-27.
7. *Панов, И.М.* Физические основы механики почв: монография

/ И.М. Панов, В.И. Ветохин. – К.: Фенікс, 2008. - 266 с.

8. Ветохин, В.И. Обоснование формы и параметров рыхлительных рабочих органов с целью снижения энергозатрат на обработку почвы: Дис. ... канд. техн. наук / В.И. Ветохин. - М.: ВИСХОМ, 1991. - 309с.

9. Артюхов, В.В. Общая теория систем: Самоорганизация, устойчивость, разнообразие, кризисы / В.В. Артюхов. - М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2009. - 224 с.

10. Голубев В.С. Введение в синтетическую эволюционную экологию / В.С. Голубев. – М.: Папирус Про, 2001, 320 с.

11. Ветохин, В.И. О динамике формы поверхности рабочих органов почворыхлителей / В.И. Ветохин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2010. - № 6. - С. 30-35.

## ДО ПИТАННЯ РОЗРОБКИ СИСТЕМНОЇ МОДЕЛІ КРИШЕННЯ СКИБИ ҐРУНТУ

В.І. Ветохін

**Анотація** - робота присвячена аналізу існуючих моделей кришення шару ґрунту. Запропонована модель кришення шару ґрунту в системі «енергозасіб – робочий орган – шар ґрунту». Показано механізм самоадаптації системи з утворенням проміжного тіла з ущільненого ґрунту, що виконує функцію частини робочої поверхні що динамічно змінюється, та одночасно функцію регулятора ККД.

## ON THE ISSUE OF DEVELOPMENT OF THE SYSTEMATIC MODEL OF CRUMBLING OF THE SOIL LAYER

V. Vetochin

### *Summary*

The paper is devoted to the analysis of the existing models of crumbling the soil layer by the help of a wedge. The model in system "source of energy - working tool - soil layer" was proposed. And the mechanism of self-adapting of the system with forming of the intermediate body from the consolidated soil, performing the function of dynamic variable part of working surface and the regulating device of the efficiency system was shown.

УДК 620.95:631.17

## МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ВИРОБНИЦТВА І ВИКОРИСТАННЯ БІОПАЛИВ

Голуб Г.А., д.т.н.,  
Вірьовка В.О., інж.,  
Чуба В.В. інж.  
ННЦ “ІМЕСГ” НААН України  
Кучик Н.Г., асп.  
НУБіП

**Анотація** - приведено інженерні проблеми виробництва і використання біопалив в АПК, виконано аналіз ефективності та напрямки їх використання. Визначено шляхи та способи розв'язання цих проблем.

**Ключові слова** – біологічне паливо, біомаса, солома, біодизельн пальне, моделювання

*Постановка проблеми.* Введення в енергетичний баланс України біологічних видів палива, які за своєю природою є поновлюваними ресурсами акумульованої сонячної енергії – одне з актуальних завдань сьогодення. Це дасть змогу зменшити використання викопних поновлюваних джерел енергії, забруднення природного середовища токсичними речовинами та парниковими газами. Поширення використання біологічних видів палива зумовлює необхідність збалансування харчових, сировинних та енергетичних потреб суспільства з можливостями агроценозів при одночасному акумулюванні сонячної енергії у вигляді гумусу та утриманні й розширенні біологічного різноманіття біоценозів

*Аналіз останніх досліджень.* Інститутом рослинництва ім. В.Я. Юр'єва спільно з іншими установами НААНУ виконується науково-технічна програма “Біосировина”, яка передбачає розробку теоретичних основ селекції, вдосконалення технологій селекційного процесу та розробку зональних технологій вирощування польових культур, що використовуються як біосировина. Це надзвичайно важливий напрям робіт, однак без розробки сучасного технічного забезпечення реалізацію виробництва і використання біопалив у промислових масштабах реалізувати неможливо [1, 2].

Україна виробляє теплогенератори з повітряним теплоносієм

для спалювання соломи, які можна агрегувати з сушарками та використовувати для опалення теплиць й виробничих приміщень (теплогенератори типу ТГС виробництва ВАТ “Бриг” Миколаївської обл.), водонагрівальні котли для обігріву виробничих приміщень та соціально-культурних об’єктів (котли типу RAU виробництва ВАТ “Південтеплоенергомаш” Рівненської обл., що випускаються по ліцензії датської фірми “Passot Energi”), котли-теплогенератори для спалювання відходів деревообробки (теплогенератори типу ТГУ виробництва АТ “Макаротех” Київської обл. та типу “Дракон” виробництва ТОВ “Українські технологічні системи” Тернопільської області). Іншим напрямом використання рослинної біомаси як енергоносія є спалювання її в ущільненому стані у вигляді гранул чи брикетів, що робить процес спалювання більш повільним (у 5-6 разів порівняно з подрібненою та ущільненою масою) і контрольованим щодо викиду летких сполук і димових газів в атмосферу.

Враховуючи, що промисловістю України освоєно випуск пресового та спеціального технологічного обладнання (завод “Пресмаш” м. Івано-Франківськ, ЗАТ “Черкаселеватормаш” м. Черкаси) стає можливою реалізація пілотних проектів міні-заводів з виробництва брикетів чи гранул зі збагаченої паливної біомаси теплотворною здатністю 18 – 30 МДж/кг безпосередньо на місці накопичення сировини та її реалізації при незначних транспортних витратах. В Україні виробляють обладнання для отримання рослинних олій на харчові цілі, яке також може бути використано в процесі виробництва біопалива. Промисловістю України освоєно випуск обладнання для одержання та фільтрації рослинних олій (ЗАТ УкрЕкспоПроцес, м. Київ, ВАТ РОСС м. Харків, НВП “EXTRUDER” м. Харків, ТАН м. Чернігів). Також в Україні існує ряд підприємств (НВП “ТРЕНД”, ТОВ “Елерон”, ТОВ “Укр-БіоЕнергія”, ЗАТ “ПОРЦЕЛАКІНВЕСТ”, ТОВ “Інженерно-технологічний центр “ТЕКМАШ” у м. Києві, ЗАТ “Лубенський ремонтний завод” у м. Лубни, “ТАН” у м. Чернігів, BIODIESEL DNEPR у м. Дніпропетровську, ЗАТ “ТЕПЛОДАР” у м. Полтаві та ін.) з виготовлення обладнання для отримання метилових ефірів, а також продажу зарубіжного обладнання. В існуючих комплектах обладнання, зазвичай, використовуються вертикальні змішувачі та відстійники періодичної дії.

Одним з напрямів забезпечення сільськогосподарських підприємств горючим газом є впровадження сучасних біогазових установок. Зарубіжний досвід експлуатації біогазових установок, яких у Європейському Союзі функціонує більше 4 тис. шт., підтвердив їх істотний внесок в енергозабезпечення агропромислового виробництва. Нині в Україні діють дві біогазових установки в Дніпропетровській і Запорі-

зькій областях. Їх продуктивність становить 4 тис. м<sup>3</sup> біогазу за добу, що забезпечує потреби лише господарств, в яких вони змонтовані.

*Результати досліджень.* Загальновідомо, що зернові культури, які є основними продуцентами вегетативної маси, традиційно займають у структурі посівів від 40 до 55 %. Нами були отриманні емпіричні залежності для визначення теплоти згоряння різних видів соломи. Однак, для обґрунтування використання рослинної біомаси для окремого регіону або держави в цілому, теплоту згорання соломи доцільно визначати із урахуванням вагомості обсягів соломи конкретного виду. Однак, у практиці застосування соломи як палива, отримати розрахунковий рівень теплоти згоряння, як правило, не вдається, що обумовлено, в основному, втратою легких сполук з димовими газами. Умови спалювання соломи визначають коефіцієнтом корисної дії, який для існуючих топків котлів і теплогенераторів, що випускаються в Україні становить від 0,75 до 0,84 відн. од. Із урахуванням цього, кількість тепла, отриманого при спалюванні соломи, буде меншою приблизно у 2 рази, ніж при спалюванні кам'яного вугілля та у 3 рази, ніж при спалюванні природного газу. Частина соломи під час збирання зернових втрачається на полях (стерня та втрачена солома). Зібрана ж солома повинна бути у першу чергу направлена на кормові цілі та на підстилку для отримання органічних добрив. Інша частина соломи та стебел має бути направлена на підтримання родючості ґрунтів (шляхом залишення у подрібненому вигляді на полях або виробництва компостів), а вже її залишок – на теплові потреби. Тому серйозною проблемою є визначення обсягів рослинної біомаси, яка може бути задіяна на теплові потреби без шкоди для відтворення родючості ґрунтів. Загалом існують методики, що дозволяють розрахувати баланс гумусу в сівозміні. Рівень оцінки обсягів рослинної біомаси для теплових потреб згідно даних методик може коливатися від 30 до 100 % від загальної кількості. Це пов'язано із невизначеністю показників мінералізації гумусу культурами сівозміни, показників виходу сухої маси корневих решток та сухої біомаси польових культур, які згідно літературних джерел змінюються у досить широких межах. Слід відзначити, що із зменшенням поголів'я тварин витрати соломи на кормові цілі та підстилку зменшувалися, а надлишок соломи спалювався на полях (рис. 1). Використання соломи в існуючих обсягах дозволило б зекономити природний газ у межах від 4,5 до 14,3 млрд. м<sup>3</sup>. Нами спільно із ННЦ “Інститут аграрної економіки” проведені розрахунки ефективності спалювання соломи на основі порівняння із варіантом отримання тепла за рахунок спалювання природного газу.

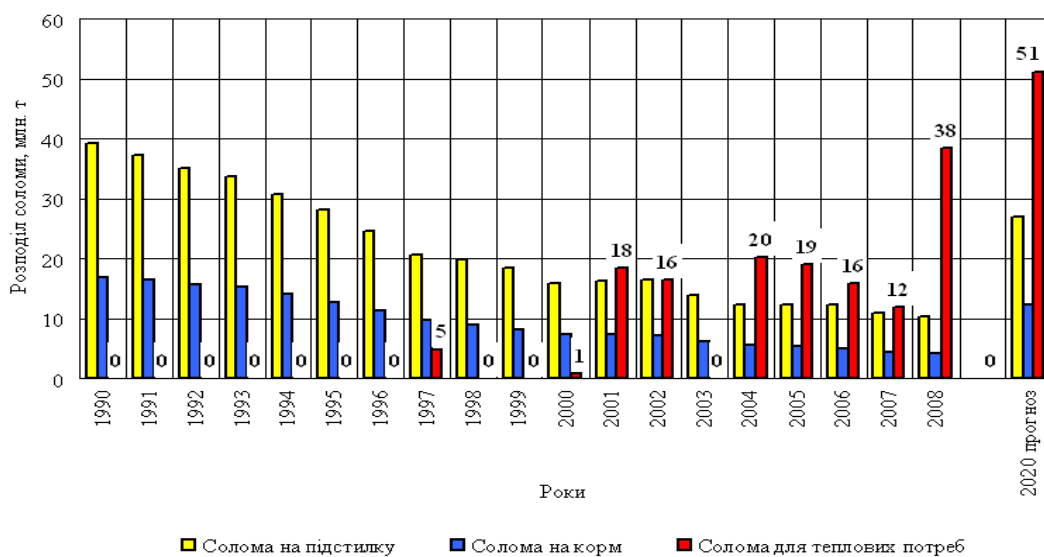


Рис. 1. Розподіл соломи за напрямками використання по роках

Встановлено залежність ефективності виробництва тепла із соломи у порівнянні з газовим опаленням при зміні вартості соломи (рис. 2).

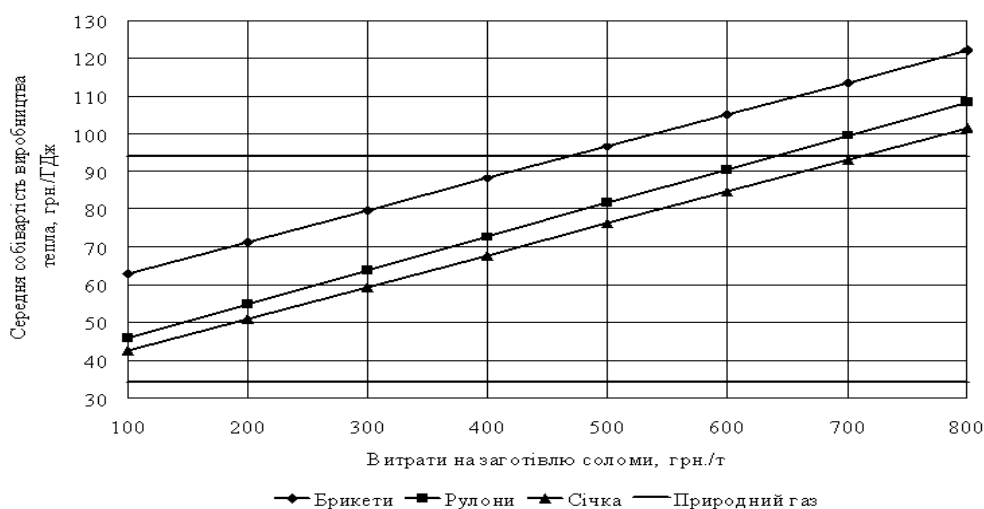


Рис. 2. Ефективності виробництва тепла із соломи у порівнянні з газовим опаленням при зміні вартості соломи

За нашими оцінками, при річному об'ємі спалювання соломи в 30 млн. т загальна кількість вивільненого природного газу становитиме 10,9 млрд. м<sup>3</sup>. У даних умовах додаткові капіталовкладення на підготовку та спалювання соломи становитимуть 14,6 млрд. грн., а їх термін окупності становитиме від 1,2 до 1,3 років.

У нашому центрі проводиться відпрацювання системи опалення адміністративних корпусів на базі рулонів і тюків соломи. На основі досвіду експлуатації цієї системи нами будуть розроблені рекомендації для інститутів НААНУ стосовно використання соломи для опалення із



повним алгоритмом реалізації такої системи. Розрахункова річна економія витрат у порівнянні із системою опалення на природному газі, при економії газу в обсязі 300 тис. м<sup>3</sup> за опалювальний сезон, становить від 400 до 500 тис. грн., а її термін окупності не перевищує 2 роки (таблиця 1). Дослідне господарство центру в повній мірі здатне забезпечити соломомою для роботи котла (близько 1 тис. т).

Таблиця 1 - Розрахункова річна економія витрат у порівнянні із системою опалення на природному газі

Витрати на заготівлю соломи та оплату природного газу			
Параметри	Од. виміру	Значення	
Витрати на підбір та ущільнення соломи у рулони	грн./т	27,53	
Витрати на перевезення соломи та рулонів на край поля	грн./т	17,05	
Відстань перевезення рулонів до місця скиртування	км	27	
Витрати на перевезення рулонів	грн./т	249,97	Вартість газу
Витрати на скиртування рулонів	грн./т	14,77	грн./ тис.м <sup>3</sup>
Витрати на заготівлю соломи та вартість природного газу	грн./т	336,31	2610,78
Вартість соломи та природного газу в перерахунку на тепло	грн./ГДж	29,00	82,50
Оцінка економічної ефективності використання соломи на теплові потреби			
Теплоносій	-	Солома	Газ
Витрати на виробництво тепла	грн./ГДж	23,51	11,30
Собівартість виробництва тепла	грн./ГДж	52,51	93,81
Ефективність виробництва тепла із соломи	грн./ГДж	41,30	
Додаткові питомі капіталовкладення у спалювання соломи	грн./ГДж	82,12	
Термін окупності обладнання для спалювання соломи	років	1,99	
Річна теплопродуктивність	ГДж	9685,14	
Річний економічний ефект	тис. грн.	400,00	

Що стосується проблем виробництва і використання дизельного біопалива, то слід зауважити наступне. Собівартість виробництва зерна ріпаку знаходиться в межах від 800 до 1200 грн./т. В Україні існують підприємства, які виробляють і продають обладнання для виробництва дизельного біопалива або просто продають імпортне обладнання різної продуктивності із застосуванням автоматизації і без неї, а також використовують дешеві чи дорогі матеріали, що впливає на вартість обладнання. Розрахована нами структура собівартості виробництва дизельного біопалива приведена на рис. 3. Середні експлуатаційні затрати на виробництво олії становлять  $C_0=330...340$  грн./т. При значеннях коефіцієнта виходу олії із насіння (співвідношення маси олії та насіння, із якого вона отримана)  $k_0=0,33$  відн. од. та співвідношенні вартості шроту і собівартості насіння (доцільно визначати із врахуванням поживної цінності насіння та шроту, отриманого на його основі)  $k_{ш}=0,5$  відн. од., повні витрати на виробництво олії становлять від 1900 до 2600 грн./т.

Середні експлуатаційні затрати на виробництво дизельного біопалива становлять  $C_{БДП}=940...950$  грн./т. При значеннях вартості метилового спирту  $V_{МС}=5000$  грн./т, вартості каталізатора (гідроокису калію)  $V_{КОН}=17800$  грн./т, вартості отриманого гліцеринового осаду  $V_{ГО}=1000$  грн./т, коефіцієнті виходу біодизельного пального із олії (співвідношення маси біодизельного пального та олії, яка витрачена на його виробництво)  $k_{БДП}=0,95$  відн. од., повні витрати на виробництво біодизельного пального становлять від 3700 до 4500 грн./т.

При вартості дизельного пального  $C_{ДП}=7386$  грн./т (6,50 грн./л) гранична собівартість насіння, при якій витрати на виробництво біодизельного пального будуть дорівнювати вартості дизельного палива, становить  $C_H=2200...2300$  грн./т. Фактична собівартість виробництва насіння в 2 рази нижча за отримане граничне значення собівартості насіння. Нерідко це призводить до невірної висновку про те, що виробництво біодизельного пального в умовах сільськогосподарського виробництва є економічно доцільним, оскільки витрати на виробництво біодизельного пального нижчі ніж на придбання дизельного пального. Однак, з іншого боку, економічний ефект від продажу насіння, як різниця ціни реалізації насіння та собівартості його виробництва, перевищує економічний ефект від виробництва біодизельного пального.

При ринковій вартості насіння ріпаку  $C_H=3000$  грн./т та собівартості його виробництва  $C_H=1122$  грн./т. (Кримський ін-т АПВ) гранична вартість дизельного пального становитиме  $C_{ДП}=11500$  грн./т (10 грн./л), що у 1,5 разів перевищує існуючі ринкові ціни на дизельне пальне.

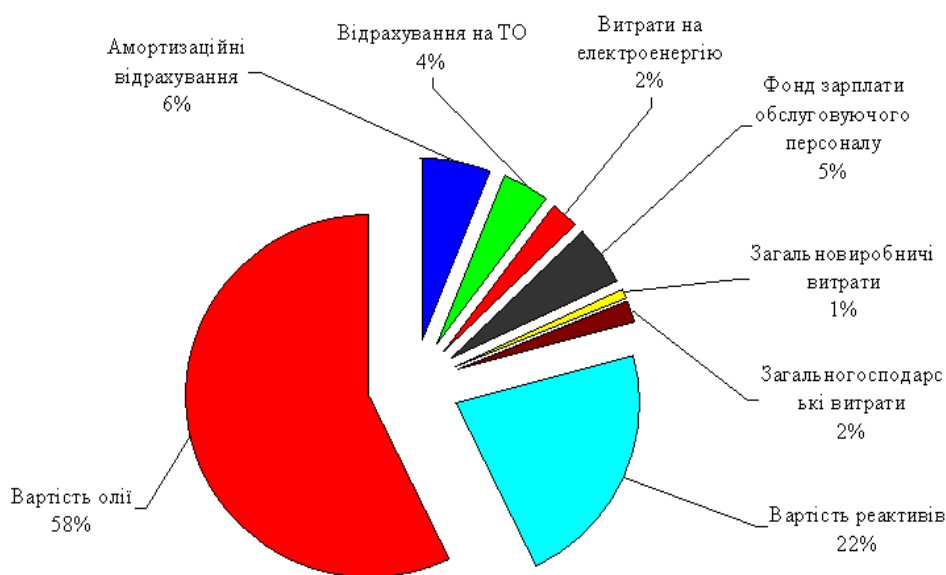


Рис. 3. Структура собівартості виробництва біодизельного пального

Перехід на часткове споживання дизельного біопалива у суміші із дизельним, як це робиться у країнах Європейського Союзу, неможливий без політичних рішень, обумовлених необхідністю збереження та покращення існуючого стану природного середовища. Найбільш доцільним у даній ситуації є заборона продавати дизельне пальне без додавання біопалива, як це прийнято у країнах Європейського Союзу. У такій ситуації виробники дизельного пального будуть інвестувати кошти у виробництво дизельного біопалива. Створення мережі заводів по виробництву дизельного біопалива має бути організоване таким чином, щоб виробництво олії проходило в умовах сільськогосподарського виробництва, що забезпечить використання макухи на кормові потреби та сприятиме розвитку кормової бази тваринництва. У той же час виробництво дизельного біопалива в умовах сільськогосподарського виробництва потребує техніко-економічного обґрунтування у порівнянні з базовим варіантом, який передбачає безпосередню реалізацію насіння. Можливості забезпечення сільськогосподарського виробництва дизельним біопаливом приведені в таблиці 2. У ННЦ "ІМЕСГ" НААНУ розроблена експериментальна та дослідна установка для виробництва дизельного біопалива безперервної дії.

Таблиця 2 - Потреба в площах для вирощування ріпаку та можливості забезпечення сільськогосподарського виробництва біодизельним паливом

Урожайність олійної культури, т/га	Потреба в площах, тис. га при використанні в с.-г. Україні у 2008 році 1540 тис. т ДП			
	БДП 100 %	БДП 75 %	БДП 50 %	БДП 25 %
	ДП 0 %	ДП 25 %	ДП 50 %	ДП 75 %
<b>1</b>	4912	3684	2456	<b>1228</b>
<b>1,5</b>	3275	2456	1637	<b>819</b>
<b>2</b>	2456	1842	<b>1228</b>	<b>614</b>
<b>2,5</b>	1965	1474	<b>982</b>	<b>491</b>
<b>3</b>	1637	<b>1228</b>	<b>819</b>	<b>409</b>
<b>3,5</b>	1404	<b>1053</b>	<b>702</b>	<b>351</b>
Фактична площа посівів ріпаку у 2008 році, тис га				<b>1379,6</b>

При використанні дизельного біопалива потужність, яку розвиває двигун Д-65Н практично не відрізняється від потужності при застосуванні дизельного пального, проте годинна витрата пального підвищується на 6,5-10,5 % в залежності від завантаження двигуна, зменшуються викиди в атмосферу оксидів азоту та відсутні викиди діоксиду сірки. Нами розроблено систему двостадійного підігріву дизельного біо-

палива для розширення температурного діапазону його використання та покращення екологічних показників роботи двигуна (рис.4).



Рис. 4. Трактор ПМЗ-6АКЛ дообладнаний системою температурної підготовки дизельного біопалива

Використання біогазових установок у сільськогосподарському виробництві обумовлено трьома основними факторами. Це виробництво поновлюваної енергії, екологічно чистих органічних добрив та покращення санітарно-епідеміологічного стану довкілля.

У світовій практиці створення біогазових установок існують два основних варіанти технологічних процесів і конструктивних рішень біогазових установок – екстенсивний, коли біомасу зброджують у мезофільному режимі з використанням вертикальних реакторів робочим об'ємом 1000 м<sup>3</sup> і більше та інтенсивний, коли біомасу зброджують у термофільному режимі з використанням модульних реакторів робочим об'ємом до 120 м<sup>3</sup>. У першому варіанті вартість анаеробного реактора відносно невелика при спрощеній схемі технологічного процесу. У той же час, відсутня можливість забезпечити необхідну експозицію по всьому об'єму субстрату та відсутні засоби усунення баластування реакторів органічною та мінеральною складовими субстрату, а виведення біореактрів на робочі технологічні параметри при їх розгоні є досить складним.

У другому варіанті, незважаючи на ускладнення технологічного процесу та обладнання, експозиція процесу метаногенезу і знезараження біомаси в 2-3 рази менша, ніж при екстенсивному методі зброджування, відсутнє баластування біореакторів органічною та мінеральною складовими субстрату, забезпечується необхідна експозиція по всьому об'єму субстрату в реакторі, спрощується застосування інокуляції органічної маси, крім того при аварійних ситуаціях кількість токсично та інфекційно небезпечної біомаси на об'єкті піддається контролю. Наявного гною та посліду у даний час достатньо для забезпе-

ченні потреб сільськогосподарського виробництва в горючому газі. У ННЦ "ІМЕСГ" УААН розроблено і запатентовано модульну біогазову установку, зацікавленість у виготовленні якої проявляє ряд крупних машинобудівних заводів України. У даний час ведуться переговори щодо розробки документації та дослідного зразка такої установки.

*Висновок.* Вирішення інженерних проблем щодо виробництва і використання біопалив дозволить отримати практичний досвід, наукові напрацювання та закономірності для визначення конструктивно-технологічних параметрів машин та обладнання, зменшити закупівлі непоновлюваних викопних видів палива, підвищити рівень зайнятості сільського населення за рахунок створення додаткових робочих місць для виробництва біологічних видів палива, покращити екологічний стан природного середовища шляхом зменшення викидів токсичних речовин та парникових газів. В остаточному підсумку це буде поштовхом у забезпеченні енергетичної автономності сільськогосподарського виробництва.

#### Література

1. Голуб Г.А. Енергетична автономність агросистем / Г.А. Голуб // Вісник аграрної науки. – 2010. – № 3. – С. 50-54.
2. Голуб Г.А. Інженерні проблеми виробництва і використання біопалив в АПК // Г.А. Голуб, В.О. Дубровін // Вісник аграрної науки. – 2010. – Спеціальний випуск, травень. – С. 82-87.

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ПРОИЗВОДСТВА И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОТОПЛИВ

Г.А. Голуб, М.И. Вирёвка, В.В. Чуба, Н.Г. Кучик.

**Аннотация** – Приведены инженерные проблемы производства и использования биотоплив в АПК, выполнен анализ эффективности и направления их использования. Определены пути и способы решения этих проблем.

### DESIGN OF PROCESSES OF PRODUCTION AND USE OF BIOLOGICAL FUELS

G. Golub, M. Virovka, V. Tchuba, N. Kuchyuk.

#### *Summary*

**The engineering problems of production and use of biological fuels are resulted in AIC, the analysis of efficiency and direction of their use is executed. Certainly ways and methods of decision of these problems.**

УДК 532.1:631.3

## ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ГИДРОПРИВОДА СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОЙ ТЕХНИКИ МЕТОДАМИ ТЕОРИИ ГРАФОВ

Пастушенко С.И., д.т.н.

*Херсонский государственный аграрный университет*

Тел. (0619) 42-25-85

**Анотация** - Приводится метод анализа и оптимизации схемных решений систем гидропривода сельскохозяйственной техники и его реализация для теоретического анализа рулевого управления трактором.

**Ключевые слова** – гидропривод, теория графов, трактор, гидроусилители.

*Постановка проблемы.* Гидропривод широко применяется в сельскохозяйственных машинах. Это обусловлено рядом его преимуществ перед механическими приводами [1].

Тракторы и сельскохозяйственные машины оборудованы автономными гидроприводами — гидроусилителями рулевого управления, гидросистемой коробки передач и вала отбора мощности, гидравлическим ходоуменьшителем управления передним ведущим мостом. Гидропривод используют для управления погрузочными и разгрузочными механизмами тракторных прицепов, для сообщения вращательного движения рабочим органам машин. Гидропривод современных тракторов обеспечивает работу навесных и полунавесных машин, имеющих опорные колеса [2–4].

Большинство сельскохозяйственных технических объектов состоит из некоторого конечного набора типовых конструктивных элементов. Каждый из этих элементов имеет определенное функциональное назначение и выполняется в виде автономного объекта. При этом заранее предполагается возможность его присоединения к другим типовым конструктивным элементам, сочетание с ними функционально и создание на основе определенной их совокупности некоторой интегрированной системы, обеспечивающей заданную технологию и процесс функционирования при выполнении определенных требований. Помимо выполнения системой заданной функциональной задачи, ставятся требования надежности и безопасности работы, а также удовлетворения выбранному критерию оптимизации.

При наличии таких элементов технического объекта они могут быть положены в основу структурного анализа всей системы и их математического описания. При этом, варьируя количество, состав элементов и их сочетание в процессе анализа или синтеза системы, можно получить технический объект, в наибольшей степени отвечающий выбранному критерию оптимальности.

*Анализ последних исследований.* Детальные теоретическое и экспериментальное исследования гидродвигателей гидропривода сельскохозяйственных машин, с целью повышения эффективности их работы, выполнены В.Н. Кадачем [5].

Цикл работ по конструкции гидромеханических передач с внутренней автоматикой приведен в работах [6–8]. Результаты экспериментальных исследований указывают на повышение КПД гидропередачи. При этом не наблюдаются неразрывности силового потока. Крутящий момент изменяется плавно в больших пределах.

Представляет интерес методика анализа и оптимизация гидропривода трактора сельскохозяйственного назначения, приведенная в монографии [9].

Здесь структура гидропневматического привода представлена его схемой замещения, что дает возможность анализировать объект любой сложности с позиции теории цепей. Эквивалентным преобразованием схем уменьшается число ветвей и узлов, а следовательно, число уравнений, описывающих состояние схемы. Таким способом можно значительно упростить расчет сложных схем. В этом заключается преимущество разработанного метода, в основу которого положена теория графов. Для анализа схем используется ориентированный граф, а также характерные для него матрицы (узлов, главных сечений, главных контуров, инцидентий).

В работе [9] трактор сельскохозяйственного назначения стал также объектом приложения метода синтеза оптимальной структуры его гидропневматического привода. Суть метода — в решении экстремальной задачи, на основе чего рассматриваются возможные варианты технической реализации функциональных операций. Следуя принятой методике, синтез оптимальной структуры гидропневматического привода решается по его топологической модели [10].

Несомненный интерес представляет метод оптимизации гидропневмоприводов, разработанный М.В.Черкашенко [11]. Он позволяет минимизировать схемные решения при проектировании систем, использующих новую элементную базу для гидро- и пневмоприводов установок. Суть разработки заключается в том, что преобразованием матричных моделей сформулирован метод анализа многофункциональных логических модулей, представляющих собой базисную установку для построения схем. Предложен единый подход и декомпозиционные

методы построения схем на пневматических логических модулях, позволяющих осуществить объединение функциональных и логических схем с универсальными приспособлениями, реализующими логические функции и функции запоминания сигналов.

Метод линейных графов в сочетании с матричной записью полосных уравнений при учете демпфирующих свойств гидромашин используется в работе [12].

Метод математического моделирования течения жидкости в разветвленных гидравлических системах изложен в работе [13]. Авторы рассматривают разветвленную гидравлическую систему, которую можно представить в виде связанного графа. Вершинами графа являются гидравлические элементы (дроссели, тройники, насосы и пр.), а ребрами — трубопроводы. На каждом ребре произвольным образом выбирается положительное направление. Течение в трубопроводе описывается системой одномерных уравнений гидродинамики слабо-сжимаемой жидкости. На границе гидравлической системы в качестве краевых условий задаются значения скорости (на насосе) и давления (на открытом конце трубы). Система уравнений записана в виде инвариантов Римана. Определение сеточных инвариантов Римана на каждом шаге итерационного процесса сводится к решению системы алгебраических уравнений относительно давлений в вершинах графа.

При синтезе систем управления гидро- и пневмоприводами удобно обратиться к матричному методу. Предварительно определяют число комбинаций дополнительных или промежуточных переменных (линий обратной связи), получая таким образом матрицу переходов. По этой матрице составляют матрицу Карно для промежуточных и выходных переменных, строки которой соответствуют состояниям промежуточных переменных, а столбцы — состояниям входных переменных. Матрицу выходов строят аналогично, но в клетки записывают значения выходов, соответствующие устойчивым состояниям. Последующий порядок синтеза системы управления — запись логических формул для функций выхода и функций промежуточных переменных [14].

*Формулирование целей статьи.* Более перспективным и простым для схемы системы управления является метод метаописания [14]. Для этого строится граф ситуаций автоматического режима. Каждой вершине графа соответствует определенный сигнал. Путем упрощений граф ситуаций превращается в граф макроситуаций, который удобно использовать для синтеза оптимальной структуры системы уравнений.

*Основная часть.* На практике получили распространение гидроусилители рулевого управления с гидравлической обратной связью. Обратная связь может выполняться тремя способами: с помощью до-



зируючого циліндра; дозирующего насоса; следящего циліндра. Управление с гидравлической обратной связью рулевого колеса принято называть гидравлическим рулевым управлением (ОГРУ). Рассмотрим принципиальную схему одноконтурной системы рулевого управления с дозирующим цилиндром (рис. 1). В такой схеме весь поток жидкости, которая поступает от насоса в работающие силовые цилиндры, проходит по одной последовательной цепи. В двухконтурных схемах поток рабочей жидкости идет до силовых цилиндров по двум параллельным гидравлическим магистралям. Основным элементом гидроустановки — гидрораспределитель 64Г74-2 с ручным управлением. Золотник распределителя связан с рулевым колесом, а корпус золотника — с дозирующим цилиндром. При нейтральном положении золотника масло насосом перекачивается через золотник и фильтр в бак. От вращения рулевого колеса золотник смещается, вследствие чего масло проходит в полость дозирующего цилиндра. При перемещении его поршня масло вытесняется в полость силового цилиндра, который связан с управлением колесами. Как только закончено вращение рулевого колеса, золотник гидрораспределителя занимает нейтральное положение.

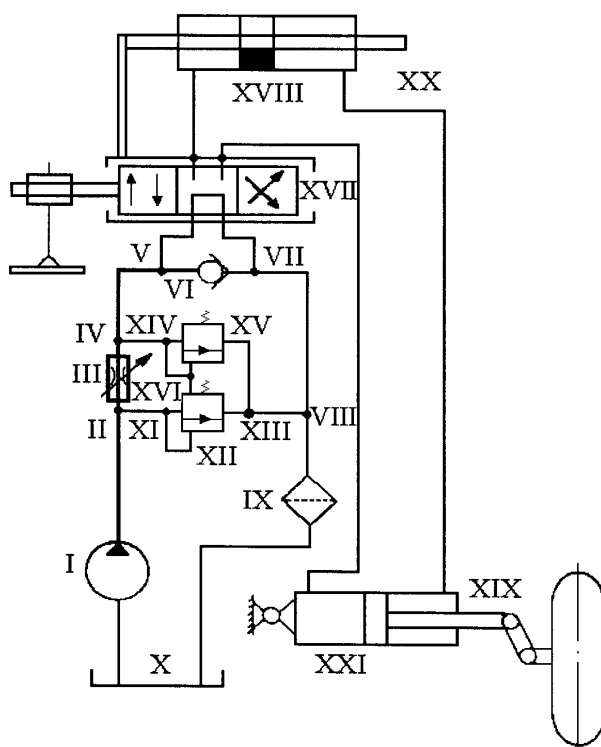
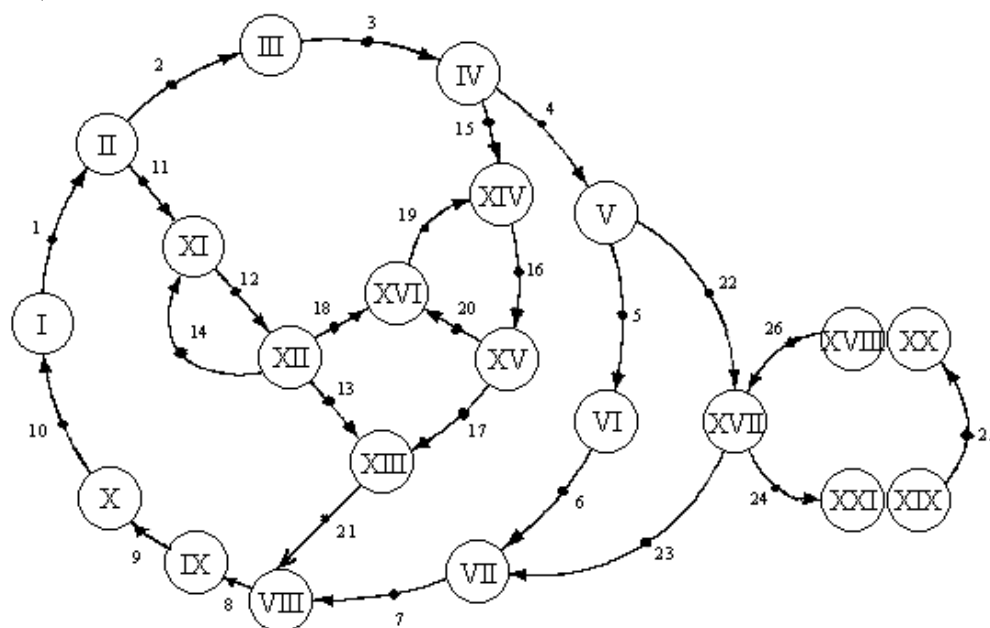


Рис. 1. Принципиальная схема одноконтурной системы рулевого управления с дозирующим цилиндром

В соответствии с принятой методикой анализа, основанной на теории графов, построим параметрический потоковый граф (ППГ) (рис. 2), принимая за основу схему гидропривода, который рассматриваем. Вершины ППГ отображают элементы (технологические операторы) системы, а также точки соприкосновения технологических трубопроводов, источника и стока физических потоков системы. Дуги ППГ отвечают физическим потокам (массы, энергии) системы. Этот граф дополнен матрицей инцидентий, которая и есть его структурной матрицей.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
I	-1									1																
II	1	-1									-1															
III		1	-1																							
IV			1	-1											-1											
V				1	-1																	-1				
VI					1	-1																				
VII						1	-1																1			
VIII							1	-1																1		
IX								1	-1																	
X									1	-1																
XI										1	-1			1												
XII											1	-1	-1						-1							
XIII												1					1					-1				
XIV															1	-1				1						
XV																1	-1				-1					
XVI																	1	-1	1							
XVII																						1	-1	-1		1
XVIII																									1	-1
XIX																								1	-1	

Рис. 2. Параметрический потоковый граф и матрица инцидентий схемы гидропривода, приведенного на рис. 1

Для анализа приведенной системы гидропривода с энергетической точки зрения построим эксергетический потоковый граф (ЭПГ) и соответствующую ему матрицу инцидентий (рис. 3). Вершины ЭПГ отвечают элементам (технологическим операторам), выполняющим преобразования потерь эксергии. Они также соответствуют источни-

кам и стокам эксергии. Для каждой вершины ЭПГ справедливо уравнение баланса эксергии. Дуги ЭПГ соответствуют потокам эксергии, а также потерям эксергии в элементах системы. Масса дуг ЭПГ равна потерям эксергии.

С помощью ЭВМ, сканируя по матрице инцидентий ППГ и определяя булеву переменную на своем пути, находим значения выходных параметров в данной узловой точке системы. Сопоставляя возможные варианты структурных схем гидропривода данного вида, определяем конструктивное оптимальное решение. Аналогично используя ЭВМ и матрицу инцидентий для ЭПГ, определим оптимальное решение по энергетическим показателям.

Следовательно, эксерго-топологическое моделирование анализированных систем и отображение соответствующих графов (ППГ и ЭПГ) в алгебраической форме с помощью матриц инцидентий позволяет автоматизировать процесс многовариантного решения.

Оптимизация приведенной схемы гидропривода может быть основана на расчетных данных. Приведем основные расчетные зависимости.

Работа, которую выполняет усилитель при повороте управляемых колес из одного крайнего положения в другое, когда трактор неподвижен, равна

$$f_1 \longrightarrow W_y = M_{\Pi} \alpha / \eta_{\text{мех}}, \quad (1)$$

где  $M_{\Pi}$  — момент противодействия повороту управляемых колес;  $\alpha$  — угол поворота колес;  $\eta_{\text{мех}}$  — гидромеханический КПД гидроцилиндра (можно принять  $\eta_{\text{мех}} = 0,95$ ).

Рабочий объем цилиндра:

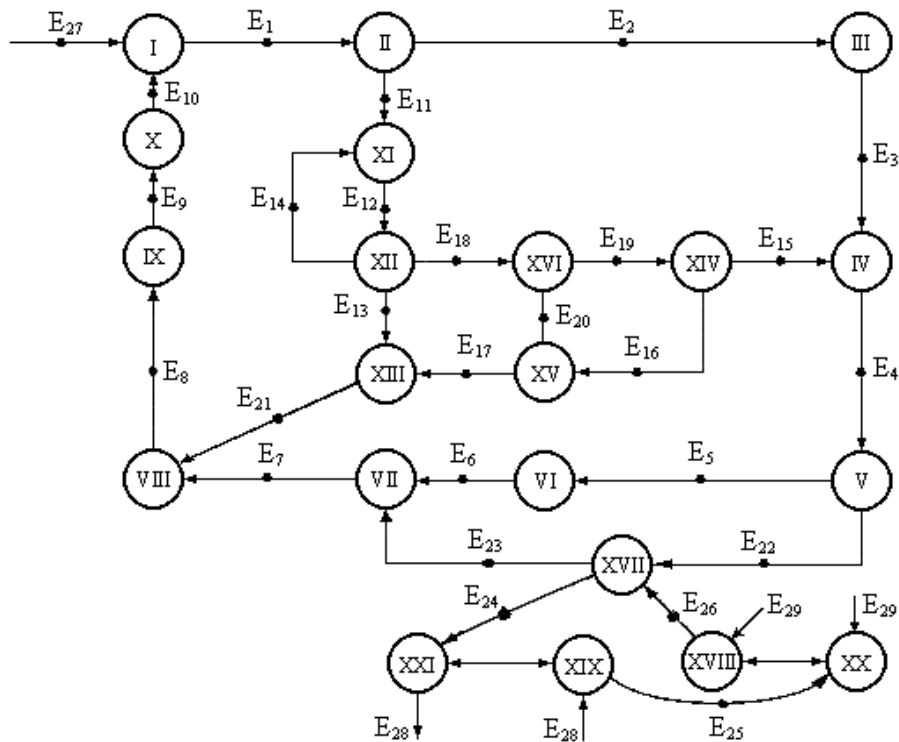
$$f_2 \longrightarrow V_{\text{ц}} = \frac{W_y}{p_{\text{max}}} = \frac{M_{\Pi} \alpha}{p_{\text{max}} \eta_{\text{мех}}}, \quad (2)$$

где  $p_{\text{max}}$  — максимальное давление в системе.

Диаметр силового цилиндра определяется из отношения

$$f_3 \longrightarrow D = \sqrt{\frac{4V_{\text{ц}}}{\pi S} + d_{\text{шт}}^2}, \quad (3)$$

где  $S$  — ход поршня гидроцилиндра;  $d_{\text{шт}}$  — диаметр штока.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
I	-1									1																			
II	1	-1									-1																		
III		1	-1																										
IV			1	-1										1															
V				1	-1																		-1						
VI					1	-1																							
VII						1	-1																	1					
VIII							1	-1																	1				
IX								1	-1																				
X									1	-1																			
XI											1	-1		1															
XII												1	-1	-1					-1										
XIII													1				1						-1						
XIV															-1	-1				1									
XV																1	-1				-1								
XVI																	1	-1	1										
XVII																							1	-1	-1		1		
XVIII																											-1		1
XIX																										1			1
XX																													-1
XXI																													-1

Рис. 3. Эксергетический потоковый граф и матрица инцидентий схемы гидропривода, приведенного на рис. 1

Усилие предварительного сжатия пружины  $F_{\text{пр}}$  зависит от размещения распределителя. Если он размещен у продольной тяги, то

$$f_4' \longrightarrow F_{\text{пр}} = \frac{F_{\text{в}} R_{\text{р.к}} \eta_{\text{р.м}} u_{\text{р.м}}}{l_{\text{с}}}, \quad (4')$$

если совместно с рулевым валом, то

$$f_4'' \longrightarrow F_{\text{пр}} = \frac{2\pi F_{\text{в}} R_{\text{р.к}} \eta_{\text{р.м}}}{l_{\text{с}}}. \quad (4'')$$

В этих формулах:  $R_{\text{р.к}}$  — радиус рулевого колеса;  $\eta_{\text{р.м}}$  — КПД рулевого механизма;  $u_{\text{р.м}}$  — передаточное число рулевого механизма;  $l_{\text{с}}$  — длина рулевой сошки.

Уравнения (4') и (4'') записаны для условия, что реактивных элементов нет.

Рабочий объем насоса-дозатора объемного одноконтурного гидравлического рулевого управления

$$f_5 \longrightarrow V_0 = V / z_{\text{max}}, \quad (5)$$

где  $z_{\text{max}}$  — число вращений рулевого колеса при повороте управляемых колес из одного крайнего положения в другое. Для тракторов класса от 0,6 до 2,0 кН  $z_{\text{max}} = 2 \dots 3$ , а для тракторов класса от 3 до 8 кН, самоходных комбайнов и самоходных шасси  $z_{\text{max}} = 3 - 4$ .

Пользуясь системой уравнений (1) – (5), построим двудольный граф (рис. 4), множество вершин которого  $V$  можно разбить на два непересекающихся множества  $V'$  и  $V''$  так, что каждое ребро соединяет некоторую вершину  $V'$  с некоторой вершиной  $V''$ . В данном случае принимаем, что распределитель размещен у продольной тяги.

В общем случае речь идет о минимизации или максимизации целевой функции при принятых ограничениях

$$\Phi = \Phi(X, U, K, \Gamma), \quad (6)$$

где в скобках представлены векторы параметров:  $X$  - входных;  $U$  - технологических;  $K$  - конструктивных;  $\Gamma$  - вектор технологического режима.

В качестве целевой функции могут быть приняты разные характеристики системы: экономические, технологические, энергетические.

Обычно пользуются одним критерием эффективности, который в данном случае считается доминирующим. При двухкритериальной оптимизации в качестве доминирующего принимают технологический или энергетический критерий, а в качестве другого — экономический (себестоимость, приведенные затраты). Правильно выбранные и использованные технологические или энергетические критерии не должны противоречить экономическим критериям.

Задача оптимального размещения элементов установки формулируется следующим образом.

Предположим, что имеются  $n$  элементов данной установки и возможны  $m$  позиций для установки элементов. Кроме того, известна стоимость  $\Pi_{ij}$  назначения  $i$ -го элемента на  $j$ -ю позицию. Необходимо определить для каждого элемента из всего множества элементов объекта такую позицию, чтобы общая стоимость размещения всех элементов была бы минимальной. Формулировка математической задачи заключается в минимизации функций всех перестановок  $P$ :

$$F = \min_{P(i)} \sum \Pi_{ip(i)}, \quad (7)$$

где  $P(i)$  — назначение некоторой позиции  $i$ -го элемента.

Возможен другой критерий оптимизации, а именно стоимость связи элемента. В этом случае обращаются к квадратичной задаче о назначениях. Будем считать, что известна стоимость  $C_{ij}$  единицы связи между элементами  $i$  и  $j$ . При этом элементы  $i$  и  $j$  назначаются на позиции  $P(i)$  и  $P(j)$ . Расстояние между соответствующими позициями обозначим через  $L_{p(i)p(j)}$ . В таком случае речь идет о минимизации выражения:

$$G = \min_{p(i)p(j)} \sum_{ij} C_{ij} L_{p(i)p(j)}. \quad (8)$$

Иногда может стоять более сложная задача, а именно оптимизация по двум указанным выше критериям. Математически это формулируется следующим образом:

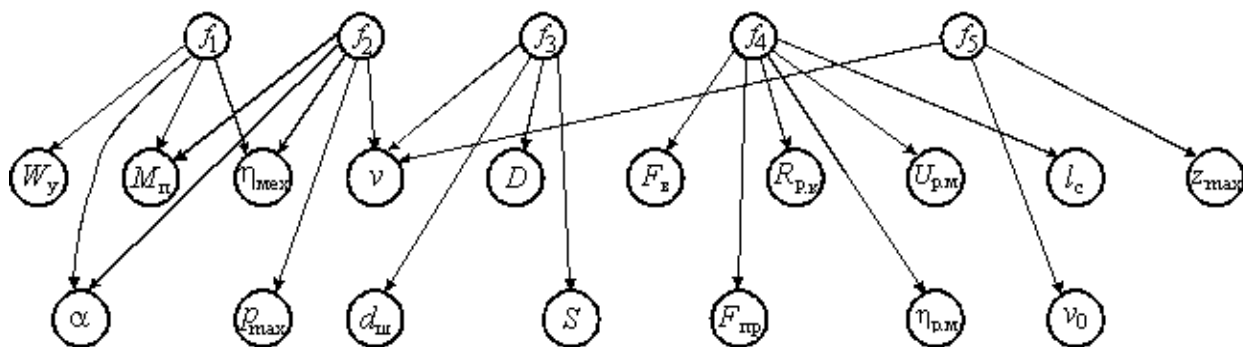
$$K = F + G = \min_{p(i)p(j)} \left( \sum_i \Pi_{ip(i)} \sum_{ij} C_{ij} L_{p(i)p(j)} \right). \quad (9)$$

Поиск оптимального варианта размещения элементов объекта завершается, когда рассмотрены все перспективные варианты решения ( $R_i$ ):

$$R_{opt} = \min_{[R]_i} \sum \Pi_i = \Pi_M, \tag{10}$$

где  $\Pi_M$  — верхняя граничная оценка на данном поиске варианта размещения элементов объекта.

Оптимизация структурных схемных решений сельскохозяйственной техники основываются на следующих положениях.



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
I	-									1																			
II	1	-									1																		
III		1	-																										
IV			1	-										1															
V				1	-																	1							
VI					1	-																	1						
VII						1	-																	1					
VIII							1	-														1							
IX								1	-																				
X									1	-																			
XI										1	-			1															
XII											1	-	1	-					1										
XIII												1	-					1						1					
XIV													1	-							1								
XV														1	-							1							
XVI															1	-						1							
XVII																							1	-	-		1		
XVIII																								-	-		1		1
XIX																									1				
XX																									1				
XXI																										1			

Рис. 4. Двудольный информационный граф и его матрица смежности для схемы гидропривода, приведенной на рис. 1

Для энергетической оценки системы определяют суммарные потери эксергии. Алгоритм расчета состоит в том, что при помощи энергетического потокового графа и матрицы инцидентий находят эксергии входящих и выходящих потоков и на основании этого рассчитывают суммарные потери эксергии

$$\Pi_{\Sigma} = \sum_{i=1}^m \Pi_i. \quad (11)$$

Оптимальное решение определяется выполнением условия максимального значения эксергетического КПД

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum \Pi_i}{E_{вх}}. \quad (12)$$

Эксергоэкономическая модель функционирования системы может быть сформулирована в виде относительного различия цен между стоимостью произведенного системой продукта и затраченного топлива (электроэнергии), отнесенного к стоимости топлива (электроэнергии):

$$r = \frac{c_p - c_F}{c_F},$$

где  $c_p$  — стоимость произведенного установкой (гидроприводом) продукта.

Эксергоэкономические методы исследований применительно к синтезу схемных решений гидроприводов технических объектов позволяют в среднем на 15...19% снизить энергозатраты и повысить эффективность их использования [15], за счет подбора более рациональных физических и конструктивных параметров системы, структуры технологической схемы и состава оборудования.

*Выводы.* Оптимальные варианты структурных и технологических решений систем гидропривода сельскохозяйственной техники можно основывать на эксерго-топологическом моделировании анализируемых технических систем.

Целевой функцией в данном случае служит зависимость суммарных затрат на единицу эксергии конечного продукта или определяемого показателя. Минимум целевой функции соответствует оптимальным характеристикам системы.

Обобщенность характеристик эксергетического потокового графа дает возможность избавиться от многотипности моделей графотопологического анализа гидроприводов сельскохозяйственной



техники и ввести единый эксерго-топологический подход в их исследовании.

В отличие от материальных, тепловых и параметрических потоковых графов эксергетический потоковый граф с точностью до изоморфизма соответствует схеме рассматриваемой системы гидропривода, что в известной мере гарантирует учет всех основных параметров её функционирования.

#### Литература

1. *Детина А.Ф.* Гидропривод машин для животноводства и кормопроизводства : учебник [для студ. вузов] / *А.Ф. Детина, В.Г. Куранов.* - М.: Колос, 1984. - 223 с.
2. *Исаев А.П.* Гидравлика и гидромеханизация сельскохозяйственных процессов : учебн. пособие [для студ. вузов] / *А.П. Исаев, Б.И. Сергеев, В.А. Дидур.* - М.: Агропромиздат, 1990. – 400 с.
3. *Некрасов Б.Б.* Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / *Б.Б. Некрасов.* - Минск: Высшая школа, Издание второе, 1985. – 382 с.
4. *Лебедев Н.И.* Объемный гидропривод машин лесной промышленности: учебн. пособие [для студ. вузов]. / *Н.И. Лебедев* - М.: Лесн. пром-ть, 2-е изд., перераб. и доп. 1986. – 296 с.
5. *Кадач В.Н.* Теоретическое и экспериментальное исследование гидродвигателей возвратно-поступательного движения / *В.Н. Кадач* // Труды ВИСХОМ. Гидропривод в сельскохозяйственной технике. – М, 1971. Вып. 62. – С. 117–133.
6. *Сафонов А.И.* Гидромеханические передачи с внутренней автоматикой / *А.И. Сафонов, Е.А. Сафонова* // Тракторы и сельхозмашины. -1995. -№ 3. –С. 22–26; -№ 4. – С. 14–18; -№ 5. – С. 12–17; -№ 7. - С. 12–21.
7. *Крейслер А.А.* Объемные гидромеханические передачи с двумя дифференциалами / *А.А. Крейслер, А.Н. Крымский* // Труды НАТИ. - М. Вып. 98. 1959. – 55 с.
8. *Петров В.А.* Гидрообъемные трансмиссии самоходных машин / *В.А. Петров.* – М.: Машиностроение. 1988. – 244 с.
9. *Лебедев А.Т.* Гидропневматические приводы тракторных агрегатов / *А.Т.Лебедев.* – М.: Машиностроение. 1982. – 183 с.
10. *Лебедев А.Т.* Топологический анализ гидромеханической системы трактора / *А.Т.Лебедев* // Сборник научных трудов МИИСП. Совершенствование сельскохозяйственных тракторов и автомобилей. - М. 1978. Вып. 4. –С. 28-39.
11. *Черкашенко М.В.* Автоматизация проектирования систем гидро- і пневмоприводів з дискретним управлінням: навч. посібник. [для студ. вузов] / *М.В. Черкашенко.* –Харків: НТУ “ХПІ”, 2001. –182с.

12. *Тарасик В.П.* Оптимизация параметров и характеристик управления ГМТ / *В.П. Тарасик* // Тракторы и сельхозмашины, -1992. - № 6. –С. 14-17.

13. *Колдоба А.В.* Математическое моделирование течения жидкости в разветвленных гидравлических системах /*А.В.Колдоба, Ю.А.Повещенко, П.П.Матус, М.М. Чуйко* // Математическое моделирование, 1992, -№ 9. –С. 43–54.

14. *Герц Е.В.* Расчет пневмоприводов: справочное пособие / *Е.В.Герц, Г.В. Крейнин.* – М.: Машиностроение. 1975. – 272 с.

15. *Пастушенко С.И.* Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин / *С.И. Пастушенко, О.М. Яхно* // Промислова гідравліка і пневматика, 2004. -№1(3), –С. 92-98.

## **ОПТИМАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ СТРУКТУРНИХ СХЕМ ГІДРОПРИВОДУ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ТЕХНІКИ МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ГРАФІВ**

С.І. Пастушенко

*Анотація* - Приводиться метод аналізу і оптимізації схемних рішень систем гідроприводу сільськогосподарської техніки і його реалізація для теоретичного аналізу рульового керування трактором.

## **OPTIMUM PLANNING OF FLOW DIAGRAMS OF AGRICULTURAL TECHNIQUE BY METHODS OF THEORY OF THE GRAPHS**

S. Pastushenko

### *Summary*

The method of analysis and optimization of the scheme decisions for the hydrodrive systems of the farm machinery and its introduction for the theoretic analysis of tractor steering have been given in the article.

УДК 621.316:532 232

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЗВУКОВОЇ ХВИЛІ І СТЕРЖНІВ РЕШІТЧАСТОГО ТРАНСПОРТЕРА МИЙНОЇ МАШИНИ ВОВНИ З ПЛОСКИМИ ГІДРОДИНАМІЧНИМИ ВИПРОМІНЮВАЧАМИ

Мороз О.М., к.т.н.,

Черенков О.Д., д.т.н.

*Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка*

Тел. (057) 712-52-45

E-mail: moroz-fekt@inbox.ru

**Анотація** – в роботі розглянуті питання взаємодії звукової хвилі зі стержнями решітчастого транспортера машини для мийки вовни з плоскими гідродинамічними випромінювачами.

**Ключові слова** – решітчастий транспортер, дифракція хвиль, коефіцієнти відбивання і проходження хвиль.

*Постановка проблеми.* Існуючі технології мийки вовни характеризуються значною витратою води, підвищеним вмістом мінеральних домішок в шерсті після миття і великою металоємністю устаткування [1]. Створення нових технологій миття шерсті повинне ґрунтуватися на використанні акустичних і ультразвукових коливань в миючому розчині [2].

*Аналіз останніх досліджень.* Акустичні і ультразвукові коливання в миючому розчині можуть генеруватися магнітострикційними і гідродинамічними випромінювачами. Найбільш перспективними при первинній обробці вовни є гідродинамічні випромінювачі [2]. Застосування гідродинамічних випромінювачів циліндричного типу для мийки вовни дозволило отримати акустичні коливання з частотою 5-7 кГц і інтенсивністю випромінювання 0,9 Вт/см<sup>2</sup> [3]. Мийний агрегат з 16 гідродинамічними випромінювачами, встановленими у два кола, має продуктивність по митій вовні 150-200 кг за годину. Недоліком такого мийного агрегату є неможливість його використання в безперервному технологічному процесі. Для мийки вовни в безперервному технологічному процесі пропонується використовувати мийну машину з плоскими гідродинамічними випромінювачами [4].

*Формулювання цілей статті.* Метою роботи є дослідження проходження і відбивання звукової хвилі, що генерується плоскими гідродинамічними випромінювачами, на решітках мийної машини вовни.

*Основна частина.* Решітки мийної машини вовни є періодичними решітками, стержні яких ми приймаємо ідеально жорсткими з круглим поперечним перерізом радіусом  $R$  і періодом решітки  $\ell$ . Приймемо, що центри поперечних перерізів стержнів решітки розташовані на осі  $y$  (див. рис.1).

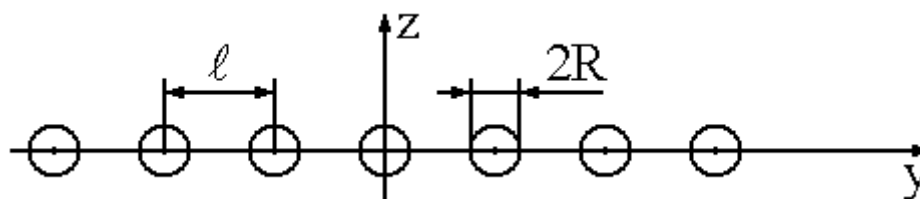


Рис. 1. Поперечний переріз решітки з круглих стержнів.

Решітки знаходяться у рідині з параметрами:  $\rho_2$  – густина,  $c_2$  – швидкість поширення звуку,  $\eta_2$  – коефіцієнт в'язкості. У напрямку зворотному осі  $z$  поширюється плоска звукова хвиля, потенціальна функція якої має вид

$$U^i = A e^{-ik_2 z - i\omega t} \quad (1)$$

де  $A$  – амплітуда хвилі,  $k_2^2 = \frac{\omega(\omega + i\gamma_2)}{c_2^2}$ ,  $\gamma_2 = \frac{4\omega^2 \eta_2}{3c_2^2 \rho_2^2}$  – коефіцієнт затухання.

В результаті дифракції хвилі на решітці виникають відбиті та проникаючі хвилі. Позначимо їх потенційну функцію  $U^s$ . Ця функція повинна задовольняти рівнянню [4]

$$\frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} + \gamma_2 \frac{\partial U_2}{\partial t} - c_2^{-2} \Delta U = 0, \quad z > 0, \quad z < -h, \quad (2)$$

При гармонійній залежності від часу збуджуючої хвилі, звукове поле дифракції так само матиме гармонійну залежність від часу. В цьому випадку рівняння (2) набере вигляду

$$\Delta U^s + k_2^2 U^s = 0 \quad (3)$$

Повне поле  $U = U^i + U^s$  повинне задовольняти на кордонах ідеально жорстких стержнів решітки таким граничним умовам

$$\left. \frac{\partial U}{\partial \vec{n}} \right|_{L_p} = 0, \quad \rho = 0, \pm 1, \pm 2, \dots, \quad (4)$$

де  $L_p$  – контур поперечного перетину  $p$ -го стержня,  $\vec{n}$  – нормаль до контуру.

Крім того додатковою вимогою є те, щоб на нескінченності ( $z \rightarrow \pm \infty$ ) поле дифракції задовольняло умові випромінювання Зоммерфельда [5].

Вирішення рівнянь (3), (4) знаходиться у вигляді суперпозиції потенціалів простого шару, поширених по всіх стержнях решітки з невідомою густиною  $f(y, z)$  [6]

$$\begin{aligned} U^s(y, z) &= \frac{\pi}{2i} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \int_{L_p} f(y_p, z_p) G\left(k_2 \sqrt{(y - y_p)^2 + (z - z_p)^2}\right) d\ell_p = \\ &= \frac{\pi}{2i} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \int_{L_p} f(y_0 + p\ell, z_0) G\left(k_2 \sqrt{(y - y_0 - p\ell)^2 + (z - z_0)^2}\right) d\ell_p \quad (5) \end{aligned}$$

де в силу умови випромінювання функція  $G$  має вид

$$G\left(k_2 \sqrt{(y - y_p)^2 + (z - z_p)^2}\right) = H_0^{(1)}\left(k \sqrt{(y - y_p)^2 + (z - z_p)^2}\right) \quad (6)$$

Тут  $H_0^{(1)}(\dots)$  – функція Ханкеля першого роду,  $L_p$  – один з обраних контурів поперечного перерізу стержня.

Із періодичності решітки та виду збуджуючої хвилі витікає, що функція  $U^s(y, z)$  задовольняє умові

$$U^s(y + p\ell, z) = U^s(y, z), \quad p = 0, \pm 1, \dots \quad (7)$$

Тоді на основі відомих властивостей потенціалу простого шару [7] маємо

$$f(y + p\ell, z) = f(y, z), \quad p = 0, \pm 1, \dots \quad (8)$$

Відповідно, функція  $U^s(y, z)$  може бути представлена у вигляді

$$U^s(y, z) = \int_{L_0} f(y_0, z_0) K(y - y_0, z - z_0) d\ell_0, \quad (9)$$

де

$$K(y, z) = -\frac{i\pi}{2} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} H_0^{(1)}\left(k_2 \sqrt{(y - p\ell)^2 + z^2}\right) \quad (10)$$

Використавши формулу додавання Пуассона [6], для  $K(y, z)$  отримаємо такий вираз

$$K(y, z) = -\frac{i}{\ell} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \frac{e^{i\sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2} |z|}}{\sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2}} e^{i\frac{2\pi}{\ell}py}. \quad (11)$$

У (11) обрана та гілка кореня  $\sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2}$  для якої  $Im\sqrt{\dots} \geq 0$ .

Підставляючи (11) в (9) отримаємо для функції  $U^s(y, z)$  такий вираз

$$U^s(y, z) = \begin{cases} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} R_p e^{i\frac{2\pi}{\ell}py} e^{i\sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2} z}, & z > R, \\ \sum_{p=-\infty}^{+\infty} T_p e^{i\frac{2\pi}{\ell}py} e^{-i\sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2} z}, & z > -R, \end{cases} \quad (12)$$

де

$$R_p = \frac{i\pi}{\ell \sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2}} \int_{L_0} f(y_0, z_0) e^{i\sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell}p\right)^2} z_0} \times \\ \times e^{-i\frac{2\pi}{\ell}py_0} d\ell_0 \quad (13)$$

$$T_p = \delta_p^0 + \frac{i\pi}{\ell \sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell} p\right)^2}} \int_{L_0} f(y_0, z_0) e^{-i \sqrt{k_2^2 - \left(\frac{2\pi}{\ell} p\right)^2} z_0} \times \\ \times e^{-i \frac{2\pi}{\ell} p y_0} d\ell_0 \quad (14)$$

$$p = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

Із (12) виходить, що потенціальна функція  $U^s(y, z)$  у зонах відбивання ( $z > R$ ) і проходження ( $z < -R$ ) має вид суперпозиції плоских хвиль, що розповсюджуються або затухають (при  $Im K_2 > 0$ ) при віддаленні від решітки. Амплітуди цих хвиль визначаються із співвідношення (13) и (14). Зокрема амплітуди  $R_0$  и  $T_0$ , нормовані по амплітуді збуджуючої хвилі, являють собою відповідно коефіцієнти відбивання та проходження. Найближчою метою є отримання для них аналітичних виразів.

Підставивши (9) у граничну умову (4), отримаємо

$$f(y, z) - \int_{L_0} f(y, z) \frac{\partial}{\partial \bar{n}} K(y - y_0, z - z_0) d\ell_0 = -\frac{A}{\pi} \frac{\partial}{\partial \bar{n}} e^{-i K_2 z} \quad (15)$$

$$(y, z) \in L_0.$$

Таким чином, пошукова функція  $f(y, z)$  задовольняє інтегральному рівнянню Фредгольма другого роду. Покажемо, що це рівняння може бути зведеним до безмежної системи лінійних алгебраїчних рівнянь. З цією метою введемо полярну систему координат с початком в центрі кола  $L_0$ , параметризація якої буде мати вид

$$y = R \cos \varphi, \quad z = R \sin \varphi, \quad 0 \leq \varphi < 2\pi \quad (16)$$

Введемо нову невідому функцію

$$\bar{f}(\varphi) = -i\pi^2 R f(R \cos \varphi, R \sin \varphi), \quad (17)$$

яка буде періодичною функцією від  $\varphi$  с періодом  $2\pi$ . Очевидно, що цю функцію можливо представити у вигляді ряду Фур'є с невідомими коефіцієнтами  $a_p$ ,  $p = 0, \pm 1, \dots$

$$\bar{f}(\varphi) = \sum_{p=-\infty}^{+\infty} a_p e^{i p \varphi}. \quad (18)$$

Покажемо ядро інтегрального рівняння (15) у вигляді ряду Фур'є. Для цього використаємо формулу додавання для циліндричних функцій [8]

$$H_0^{(1)}\left(k_2 \sqrt{\rho^2 + R^2 - 2 R \rho \cos(\varphi - \varphi_0)}\right) = \sum_{\rho=-\infty}^{+\infty} J_\rho(k_2 R) H_0^{(1)}(k_2 \rho) \times \\ \times e^{i \rho(\varphi - \varphi_0)}, \quad (19)$$

для  $\rho > R$ .

Підставивши (19) в (10) після ряду еквівалентних перетворень маємо

$$K(y - y_0, z - z_0) = -\frac{i}{2} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \left\{ J_p(k_2 R) H_p^{(1)}(k_2 \rho) e^{-i p \varphi_0} + \right. \\ \left. + J_p(k_2 \rho) \sum_{n=-\infty}^{+\infty} J_n(k_2 R) e^{-i n \varphi_0} \sum_{m=1}^{\infty} (1 + (-1)^{p-n}) H_{p-n}(k_2 m \ell) \right\} e^{i p \varphi}, \quad (20)$$

де

$$y = \rho \cos \varphi, \quad z = \rho \sin \varphi,$$

$$y_0 = R \cos \varphi_0, \quad z_0 = R \sin \varphi_0.$$

Підставивши (18) и (20) у рівняння (15) і використовуючи повноту системи функцій  $(e^{i p \varphi})_{p=-\infty}^{+\infty}$  на інтервалі  $(0, 2\pi)$ , а також розкладання [8]

$$e^{i k_2 \rho_z \sin \varphi} = \sum_{p=-\infty}^{+\infty} J_p(k_2 \rho) e^{i p \varphi}$$

отримаємо

$$a_m = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} H_{mn} a_n + b_m \quad (21)$$

Тут

$$H_{mn} = -b_m J_n(k_2 R) G_{m-n}(k_2 \ell),$$



$$b_m = A(-1)^m J'_m(k_2 R) / \left( J_m(k_2 R) H_m^{(1)'}(k_2 R) \right),$$

$$G_n(k_2 \ell) = \sum_{p=1}^{\infty} \left( 1 + (-1)^p \right) H_n^{(1)}(k_2 \ell p).$$

В подальшому, ввівши нові змінні по формулі

$$\bar{a}_m = a_m J_m(k_2 R) / J'_m(k_2 R), \quad (22)$$

прийдемо до наступної безмежної системи лінійних алгебраїчних рівнянь

$$\bar{a}_m = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \bar{H}_{mn} \bar{a}_n + \bar{b}_m, \quad (23)$$

де

$$\bar{H}_{mn} = -\bar{b}_m J_n(k_2 R) G_{m-n}(k_2 \ell), \quad \bar{b}_m = (-1)^m A / H_m^{(1)'}(k_2 R).$$

Амплітуди плоских хвиль в зонах відбивання та проходження можуть бути виражені через вирішення рівнянь (23) за допомогою співвідношень

$$R_n = -\frac{1}{\pi \sqrt{\chi_2^2 - n^2}} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \bar{a}_p J'_p(k_2 R) \left[ \frac{\chi_2}{\sqrt{\chi_2^2 - n^2} - i n} \right]^p, \quad (24)$$

$$T_n = \delta_0^n - \frac{1}{\sqrt{\chi_2^2 - n^2}} \sum_{p=-\infty}^{+\infty} \bar{a}_p J'_p(k_2 R) \left[ \frac{\chi_2}{\sqrt{\chi_2^2 - n^2} + i n} \right]^p.$$

Тут  $\chi_2 = \frac{k_2 \ell}{2\pi}$ ,  $\delta_m^n$  – символ Кронекера.

В подальшому вважаємо, що виконується нерівність

$$|\chi_2| \ll 1, \quad \frac{a}{\ell} \ll 1 \quad (25)$$

У цьому випадку систему рівнянь (23) можливо вирішити методом послідовних наближень [9]. Обмежуючись першим наближенням із (23) отримаємо

$$\bar{a}_m = \bar{b}_m. \quad (26)$$

Використовуючи асимптотичні формули для циліндричних функцій при малих значеннях аргументів [9]

$$J_m(x) \cong \frac{1}{m!} \left(\frac{x}{2}\right)^m, \quad H_m^{(1)}(\chi) \cong -i\pi(m)! \left(\frac{2}{x}\right)^m,$$

та з врахуванням (24) і (26) отримаємо такі вирази для коефіцієнтів відбивання та проходження звукової хвилі (1), що падає на решітку

$$R_1 = \frac{R_0}{A} = -iQ \left[ \frac{1}{1+iQ} + \frac{2}{(1-iQ)^2} \left( 1 + \frac{\pi^2 R^2}{3 \ell^2} \right) \right], \quad (27)$$

$$T_1 = \frac{T_0}{A} = 1 - iQ \left[ \frac{1}{1+iQ} - \frac{2}{(1-iQ)^2} \left( 1 + \frac{\pi^2 R^2}{3 \ell^2} \right) \right], \quad (28)$$

де  $Q = \pi^2 \chi_2^2 \left(\frac{R}{\ell}\right)^2$ .

Таким чином формули (27), (28) дають рішення вихідної задачі. Легко замітити, при  $\chi_2 \rightarrow 0$  або  $\frac{a}{\ell} \rightarrow 0$ , з цих формул випливає, що  $R_1 \rightarrow 0$  и  $T_1 \rightarrow 1$ .

*Висновки.* Для теоретичних досліджень процесу мийки вовни на решітчастому транспортері необхідно використовувати отримані вирази для коефіцієнтів відбивання та проходження звукової хвилі, що падає на решітку мийної машини вовни з плоскими гідродинамічними випромінювачами. Ці вирази можуть бути використані для визначення оптимальних параметрів решітки.

#### Література

1. Мунтян В.А. Анализ технологических процессов и устройств первичной обработки шерсти. / В.А. Мунтян; Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2010. №1(71). С.62 – 65.
2. Мунтян В.А. Перспективы использования гидродинамических излучателей для создания акустических и ультразвуковых колебаний в процессах мойки шерсти. / В.А. Мунтян; Вісник НТУ “ХПІ”.

Тематичний випуск: Проблеми удосконалення електричних машин і апаратів. – Харків: НТУ “ХПІ”. – 2009. №44. С.103...110.

3. *Середа А.І.* Обґрунтування та розробка методів і пристроїв для первинної обробки вовни з використанням пружних та електромагнітних коливань: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.09.16 “Електротехнології та електрообладнання в агропромисловому комплексі” / *А.І.Середа*. – Харків, 2006. – 20, [1].

4. *Мороз А.Н., Сасимова И.А.* Теоретическое обоснование параметров устройств для первичной обработки шерсти в акустическом поле / *А.Н.Мороз, И.А.Сасимова*; Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2010. №9(79). С.58 – 61.

5. *Скучик Е.* Основы акустики. / *Е.Скучик* – М.: Мир, 1976, . – 520 с.

6. *Тихонов А.Н.* Уравнения математической физики. / *А.Н.Тихонов, А.А.Самарский* – М.: Наука, 1972. – 735 с.

7. Дифракция волн на решетках / *В.П.Шестопалов, Л.Н. Литвиненко, С.А. Масалов, В.Г. Сологуб*. – Харьков: Изд-во Харьк. ун-та, 1973. – 288 с.

8. *Анго А.* Математика для электро- и радиоинженеров. / *А.Анго* – М.: Наука, 1965. – 778 с.

9. *Конторович Л.В.* Приближенные методы высшего анализа. / *Л.В.Конторович, В.И.Крылов* – М.– Л.: Госиздат. Физматгиз, 1962. – 708 с.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВУКОВОЙ ВОЛНЫ И СТЕРЖНЕЙ РЕШЕТЧАТОГО ТРАНСПОРТЕРА ШЕРСТОМОЙНОЙ МАШИНЫ С ПЛОСКИМИ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ ИЗЛУЧАТЕЛЯМИ**

А.Н. Мороз, А.Д. Черенков

**Аннотация** – в работе рассмотрены вопросы взаимодействия звуковой волны со стержнями шерстомойной машины с плоскими гидродинамическими излучателями.

## **RESEARCH OF CO-OPERATION OF SOUND-WAVE AND BARS OF GRATE CONVEYER OF WASHING MACHINE OF RAW WOOL WITH FLAT HYDRODYNAMIC EMITTERS**

Moroz A., Cherenkov A.

### **Summary**

The questions of co-operation of sound-wave and the bars of grate conveyer of washing machine of raw wool with flat hydrodynamic emitters are considered.

УДК 631.363.5

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ВЛАГОТЕПЛОВОЙ ОБРАБОТКИ СЫПУЧИХ КОРМОВ ПАРОВОЗДУШНОЙ СМЕСЬЮ

Синицын Н.П.

*ЮФ НУБиП Украины «Крымский агротехнологический университет»*

Тел. (095) 824-16-26

**Аннотация** -разработана математическая модель гидротермической обработки сыпучих кормов и рекомендованы способы усовершенствования технологического процесса за счет использования паровоздушной смеси и солнечной энергии.

**Ключевые слова** - гидротермическая обработка, корм, паровоздушная смесь, энергосберегающая технология.

Кормопроизводство является многофункциональной и основополагающей отраслью сельского хозяйства, научно-технический уровень развития которой определяет состояние животноводства и оказывает существенное влияние на решение обострившихся проблем по обеспечению населения продуктами питания и тем самым укреплению продовольственной безопасности государства.

На долю животноводства приходится более 50% потребляемой в АПК энергии, из которой более половины расходуется на кормопроизводство, а энергетика теснейшим образом связана с экологией.

*Постановка проблемы.* В фермерских хозяйствах многих стран мира используются пропариватели с гравитационной подачей материала: «Стимилайзер», «Бентол», «DMDB» и другие, в которых через верхнюю часть колонны поступает обрабатываемый материал, а в нижнюю (от собственного или внешнего парогенератора) подается пар [1]. Зерно, пролетая через зону обработки, увлажняется и нагревается, а после выдержки подается на плющилку. В нашей стране был налажен серийный выпуск пропаривателей зерна с плющилкой марки ПЗ-3 на Ахтырском сельхозмашзаводе.

*Анализ последних исследований.* Основным недостатком такой технологии является применение водяного пара, для получения которого необходимо сжигать большое количество органического топли-

ва. А это приводит к выбросу значительного количества продуктов сгорания и делает его использование экономически нецелесообразным в условиях роста цен на энергоносители.

В настоящее время, в связи с дефицитом энергоносителей, использование пропаривателей, разработанных для работы на водяном паре, экономически не целесообразно, т.к. они имеют высокую энергоёмкость в основном за счет избыточного количества пара, не используемого в процессе и стекающего в виде конденсата. Таким образом, энергосбережение – это путь к решению и экологических проблем.

*Формулирование целей статьи.* Основными направлениями повышения качества продукции и снижения энергоёмкости систем механизации при влаготепловой обработке сыпучих кормов можно считать применение паровоздушных смесей вместо водяного пара, так как применяющийся для этих целей в высокоинтенсивных технологиях водяной пар приводит к перерасходу тепловой энергии, а его температура 100...130°C – к потере некоторых полезных веществ в корме (разрушение аминокислот, понижения протеиновой питательной ценности, увеличение количества молочной кислоты и др.).

*Основная часть.* Детальное исследование тепло-массообмена двухкомпонентного теплоносителя в вертикальной цилиндрической трубе пропаривателя при переменных параметрах представляет собой весьма сложную задачу. Поэтому для ее решения, учитывая накопленные теоретические и экспериментальные данные, введем ряд основных упрощающих допущений, не искажающих физическую сущность процесса.

1. При теплообмене с горячей паровоздушной смесью его наружные оболочки и алейроновый слой увлажняются и приобретают температуру теплоносителя. При этом, как показывают оценочные расчёты нагрева шара и цилиндра с помощью критериев Био и Фурье для уравнения описывающего нестационарное температурное поле в теле, зерно, за такой малый промежуток времени, полностью прогреться не успевает. Поэтому в твёрдом теле эндосперма верхняя часть прогревается, а внутренняя останется холодной, это приведёт к температурным напряжениям в его оболочках, и как следствие, образованию микротрещин на его поверхности.

Образование микропор на поверхности зерна увеличит площадь его контакт с водяным паром, которая, имеет площадь, близкую к площади поверхности шара того же объёма. Поэтому, в процессах теплообмена такое тело можно назвать сферической частицей (каплей) с эквивалентным диаметром  $a$ , значение которого при движении зерна в сопротивляющейся газовой среде рекомендуется определять

как  $a = \sqrt[3]{lbc}$ , где  $l$ ,  $b$  и  $c$  – длина, ширина и толщина зерна.

2. Течение теплоносителя считается одноразмерным и зерно распределено в начальном сечении трубы вертикальной камеры пропаривателя равномерно, конденсация пара на них не нарушает гидродинамику потока.

2. Все процессы рассматриваются как квазистационарные и используются стационарные уравнения газодинамики и тепло-массообмена, газ подчиняется уравнению состояния Клапейрона - Менделеева.

4. Смесь принимается монодисперсной, с эквивалентным диаметром зерна равным  $a$ .

5. Зерна не взаимодействуют между собой и не влияют друг на друга в аэродинамическом и тепловом отношениях.

6. Принимаем газовую часть потока в начальном сечении вертикальной камеры пропаривателя насыщенным влажным воздухом.

7. Влагонасыщение зерна не влияет на массообменные процессы в потоке. В дальнейшем принимаем, что все тепло-массообменные процессы осуществляются лишь с жидкостной составляющей зерна или его поверхностью, т.е. зерно обладает всеми свойствами жидкой капли с постоянным миделевым сечением.

8. Рассматриваем движение газа и зерна вдоль оси вертикальной трубы пропаривателя, т.е. пренебрегаем отклонением линии тока и траекторий частиц от направления оси канала.

9. Параметры зерна определяются по средней температуре насыщенной паровоздушной смеси в пропаривателе.

10. Зерно рассматривается как недеформируемое тело переменной массы, приток пара при конденсации идет равномерно ко всем точкам жидкой поверхности в соответствии со схемой шаровой симметрии потоков массы.

Для расчета параметров процесса гидротермической обработки зерна составим систему исходных уравнений, определяющих течение смеси в полости камеры пропаривания.

Отсчет координаты  $X$  ведётся от верхнего сечения цилиндрической вертикальной трубы постоянного сечения. В нём начальные параметры газа и зерна:  $W_1, V_1, a_1, T_1, T_{s1}, \rho_1, \rho_{s1}, d_{s1}, K$ .

Поскольку нагрев зерна осуществляется путем конденсации пара, избыток которого от равновесного состояния конденсируется на летящих зернах, то, с учетом принятых допущений, газовая часть потока будет представлять собой насыщенную паровоздушную смесь, для которой:

$W$  - скорость потока;

$V$  - скорость движения зерна;

$d_s$  - паросодержание насыщенной паровоздушной смеси;

$T = T_3$  - температуры газовой фазы и зерна в равновесном потоке;

$\rho$  и  $\rho_3$  - плотности газовой фазы и увлажненного зерна;

$a$  - диаметр зерна;

$K$  - конденсируемость пара на зерне, характеризующая увеличение массы частицы путем конденсации.

В начальном сечении  $X_1 = 0$ ,  $K_1 = 0$ ,  $\tau_1 = 0$ ,  $a = a_1$ . Искомыми величинами являются:  $T, W, V, X, a$ , в функции времени  $\tau$ .

К основным уравнениям следует присоединить соответствующие зависимости для физических параметров (вязкости газа, теплоёмкости, коэффициента диффузии, плотности и др.).

Уравнение параметров движения паровоздушной смеси [2].

$$W = \rho_1 W_1 \frac{1}{\rho}. \quad (1)$$

Уравнение движения зерна

$$\frac{dX}{d\tau} = W. \quad (2)$$

Уравнение прогрева зерна

$$\frac{dT_3}{d\tau} = \frac{3l}{ac_3} \frac{da}{d\tau}. \quad (3)$$

Уравнение конденсации пара на единичном зерне

$$\frac{da}{d\tau} = \frac{1}{2a} \theta, \quad (4)$$

где  $\theta = \frac{8\rho_{см} D_n}{\rho_{ж}} \ln \left( \frac{1-g_{нсм}}{1-g_{n0}} \right)$  коэффициент конденсации.

Введем параметр конденсируемости зерна, который представляет собой отношение увеличения массы зерна в текущем сечении канала к массе капли в начальном

$$K = \frac{m_3 - m_{31}}{m_{31}} = \left( \frac{a}{a_1} \right)^3 \frac{\rho_{ж}}{\rho_{ж1}} - 1. \quad (5)$$

Для удобства дальнейшего анализа следует:

1. привести уравнения к безразмерному виду (нормируя величины соответствующими начальными значениями);

2. свести к одним лишь дифференциальным уравнениям (дифференцируя соответствующие выражения) и разрешить их относительно производных всех искомых величин.

Сведем полученные дифференциальные уравнения в систему

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\bar{W}}{d\bar{\tau}} = -\frac{1}{\bar{\rho}^2} \frac{d\bar{\rho}}{d\bar{\tau}}; \\ \frac{d\bar{a}}{d\bar{\tau}} = \frac{1}{2\bar{a}\theta_n} \theta; \\ \frac{d\bar{X}}{d\bar{\tau}} = \bar{W}; \\ \frac{d\bar{T}_3}{d\bar{\tau}} = \frac{3l}{\bar{a}c_3 T_1} \frac{d\bar{a}}{d\bar{\tau}}. \end{array} \right. \quad (6)$$

Для получения общего решения системы уравнений используем метод подстановки, т.е. замену группы констант и начальных значений одним коэффициентом, и разложением выражений в степенной ряд Маклорена, ограничиваясь в этих преобразованиях линейной частью входящих в задачу функций.

Определим параметры в функции приведенного времени  $\bar{\tau}$

$$\bar{a} = 1 + \xi_1 \bar{\tau}; \quad (7)$$

$$\bar{T}_3 = 1 + \varphi_1 \bar{\tau}; \quad (8)$$

$$\bar{W} = 1 + n_1 \bar{\tau}; \quad (9)$$

$$\bar{X} = \bar{\tau}. \quad (10)$$

Для расчета необходимого количества пара в смеси для влаготепловой обработки фуражного зерна рассмотрим процессы движения и тепломассообмена зерна в камере пропаривателя [3].

Дифференциальное уравнение одномерного прямолинейного движения частицы в сопротивляющейся среде при малых  $Re$  и не учитывающего затраты энергии на приведения в движение самой среды, имеет следующий вид

$$\frac{dv}{d\tau} + \frac{v}{\tau} - g = 0 \quad (11)$$

Решив уравнение, используя полученные решения (7-10), определим искомый параметр - массовую долю пара  $g_n$ , в паровоздушной смеси для начального сечения трубы пропаривателя

$$g_{n1} = 1 - (1 - g_{no}) e^{\frac{\theta_n \rho_3}{8\rho D_n}}. \quad (12)$$

По результатам расчета делаем вывод о необходимости перерасчета по полученному значению массовой доли пара  $g_n$  или обосновываем его применение. Оценочные расчеты показывают, что для проведения процесса достаточной является температура паровоздушной смеси порядка  $90^\circ\text{C}$ , что позволяет для экономии энергии использовать гелиоустройство с двухфазным теплоносителем [4].



## Литература

1. *Синицын Н.П.* Гидротермическая обработка сыпучих кормов и анализ способов улучшения технологического процесса /*Н.П. Синицын, Д. Андриенко* // Научные труды ЮФ НУБиПУ КАТУ НАУ. Технические науки. Вып. 122, Симферополь:, 2009.
2. Расчет параметров паро-воздушной смеси при гидротермической обработке зерна. Збірник наукових праць Луганського національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Луганськ: Видавництво ЛНАУ, 2007. – № 76(99). – с.287 – 290.
3. *Синицын Н.П.* Расчет необходимого количества пара в паро-воздушной смеси для влаготепловой обработки фуражного зерна /*Н.П. Синицын, М. Белинский* // Научные труды ЮФ НУБиПУ КАТУ. Технические науки. Вып. 123, Симферополь:, 2009.
4. *Синицын Н.П.* Разработка гелиоустройства с двухфазным теплоносителем /*Н.П. Синицын* // Сб. научн. тр./Севаст. нац. ин-т ядер. энергии. – Севастополь, 2002. – Вып. 7. С. - 99-103.

**МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ВЛАГОТЕПЛОВОЇ  
ОБРОБКИ СИПКИХ КОРМІВ ПАРОВОПІТРЯНОЮ  
СУМІШСЮ**

М.П. Сініцин

**Анотація** -розроблена математична модель гідротермічної обробки сипких кормів і рекомендовані способи удосконалення технологічного процесу за рахунок використання пароповітряної суміші і сонячної енергії.

**DESIGN OF PROCESS TREATMENT OF FRIABLE  
FORAGES PAROVOZDUSHNOY MIXTURE**

N. Sinitcyn

*Summary*

**Mathematical model of treatment of friable forages and the methods of improvement of technological process are recommended due to the use of mixture and sun energy.**

УДК 631.312.3

## МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕМІЩЕННЯ ҐРУНТУ РОБОЧОЮ ПОВЕРХНЕЮ СФЕРИЧНОГО ДИСКОВОГО ПЕРЕДПЛУЖНИКА КОМБІНОВАНОГО ПЛУГА

Грабчак І.В., асп.

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

**Анотація** - наведено результати моделювання переміщення ґрунту робочою поверхнею сферичного дискового передплужника комбінованого плуга при русі ґрунтового шару в нижній і верхній зоні робочої поверхні диска та за її межами. Встановлено, що траєкторія і швидкість руху нестискуваної скиби ґрунту визначаються виключно геометричними параметрами дискових робочих органів, а кінцеве розміщення скиби після її укладання на дно борозни, залежить як від параметрів робочого органу, так і від характеру руху диска в ґрунті.

**Ключові слова** - обробіток, ґрунт, сферичний диск, плуг, комбінований, переміщення, зона, скиба, робоча поверхня, параметри, траєкторія, швидкість, характер руху.

*Постановка проблеми* у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Дискові знаряддя виконують велику кількість ґрунтообробних операцій. В переліку сільськогосподарських машин є дискові плуги, луцильники, культиватори, борони, комбіновані ґрунтообробні машини. Сучасні технології вирощування та збирання сільськогосподарських культур передбачають значну кількість пожнивних решток на поверхні поля перед оранкою ґрунту або рослинсидератів, що утруднюють роботу класичних плугів, які обладнані лемішно-полицевими передплужниками. Значно кращу ефективність оранки можна досягнути при використанні сферичних дискових передплужників, так як сферичні дискові робочі органи відмінно зарекомендували себе в ґрунтообробних знаряддях для підготовки ґрунту за мінімальних технологій обробітку та наявності значної кількості пожнивних решток. Однак питання взаємодії дискових сферичних робочих органів з рослинними рештками і ґрунтом в комбінованих плугах залишаються недостатньо вивченими.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій*, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Спираючись на творчу спадщину видатних вчених в галузі землеробської механіки Горячкіна В.П., Сінекова Г.Н., Турбіна А.Б., Лур'є А.Б., Комарістова В.Є. [1, 2, 3, 4, 5],

та їх послідовників Нартова П.С., Кушнар'ова А.С., Стрельбицького В.Ф., Шевченко І.А. [6, 7, 8, 9] та інших, рівень розвитку сучасних методів моделювання, відкриваються нові можливості у розкритті процесів переміщення і деформації шару ґрунту дисковими робочими органами.

Однак поза увагою дослідників залишаються питання використання дискових сферичних робочих органів в комбінованих плугах, які б виконували при взаємодії з ґрунтом функцію активних передплужників, за наявності значної кількості рослинних решток на поверхні поля.

*Формулювання цілей статті (постановка завдання).* Змоделювати переміщення ґрунту робочою поверхнею сферичного дискового передплужника комбінованого плуга при русі ґрунтового шару в нижній і верхній зоні робочої поверхні диска та за її межами і укладання його на дно борозни. Схематично, сформульоване завдання графічно інтерпретується наступним чином (рис. 1).

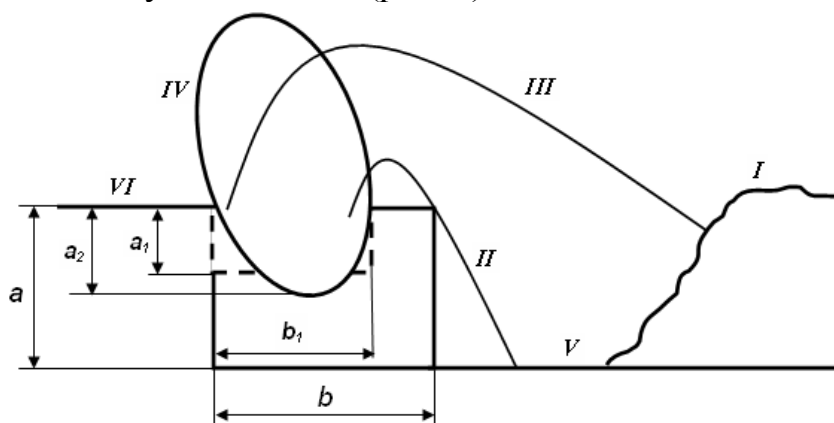


Рис. 1. Переміщення ґрунту робочою поверхнею сферичного дискового передплужника комбінованого плуга:

*I* – контур поверхні відваленої скиби; *II* – траєкторія руху частинок ґрунту з мінімальною поперечною дальністю польоту; *III* – траєкторія руху частинок ґрунту з максимальною поперечною дальністю польоту; *IV* – контури сферичного диска в поперечній площині; *V* – дно борозни; *VI* – поверхня незораного поля; *a* – глибина оранки; *a*<sub>1</sub> – глибина ходу передплужника; *a*<sub>2</sub> – глибина ходу сферичного диска; *b* – ширина захвату корпусу плуга.

*Виклад основного матеріалу* дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Відомі плуги лемішно-полицевого типу [10]. Вони виготовляються багатьма відомими підприємствами і дістали досить широке використання. Недоліком такої конструкції плугів є те, що вони комплектуються лемішно-полицевими передплужниками, які є пасивними робочими органами, що жорстко закріплені на рамі за допомогою хомутів з можливістю

регулювання лише відносно корпусу плуга та по висоті. Така конструкція передплужників призводить до систематичного забивання їх ґрунтом та рослинними рештками (особливо на вологих ґрунтах), що в свою чергу веде до самовільного виглиблювання плуга на поверхню поля, а це призводить до значного погіршення якості оранки та зменшення продуктивності праці.

Розроблена конструкція комбінованого плуга [11] в якому перед кожним плужним корпусом встановлені сферичні дискові ножі під кутом атаки від  $0^\circ$  до  $45^\circ$ , з можливістю їх зміни (рис. 2).

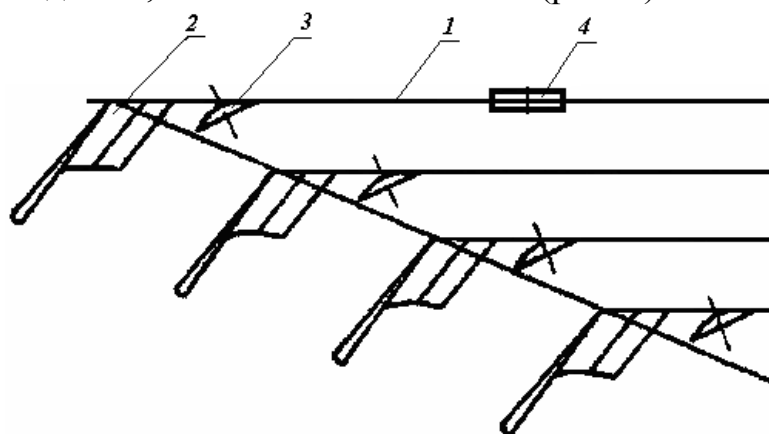


Рис. 2. Схема комбінованого плуга:

1 – рама; 2 – корпус; 3 – сферичний диск; 4 – опорне колесо.

Комбінований плуг працює наступним чином: при переміщенні машини по полю, сферичні дискові ножі 3 заглиблюються у ґрунт під кутом до напрямку руху агрегату. Диски, обертаючись за рахунок тертя з ґрунтом, ріжучою частиною підрізають його по дузі і діючи своєю увігнутою поверхнею під час обертання, розпушують і укладають верхній шар ґрунту на дно борозни, виконуючи роль передплужників. Корпуси 2 плуга підрізають основні скиби в горизонтальній і вертикальній площинах, перевертають їх і укладають на скиби верхнього шару ґрунту укладеного сферичними дисками.

Робоча поверхня сферичного диска передплужника здійснює складний рух у просторі: поступальний – разом з комбінованим плугом та відносний – обертальний навколо своєї осі за рахунок реактивних сил зі сторони ґрунту.

Переміщення диска з положення I в положення III розкладемо на дві складові (рис. 3). Одна з них лежить в площині ріжучої кромки диска і направлена по лінії I-II, а друга по лінії II-III.

При русі на ділянці I-II диск здійснює поступальний рух і одночасно обертається навколо своєї осі, тобто здійснює рух кочення. Враховуючи характер взаємодії ґрунту з диском виділяємо два випадки кочення диска:

1. Чисте кочення, коли окружна швидкість руху ріжучої кромки диска рівна швидкості поступального переміщення диска по лінії I-II;

$$V_1 = V \cos \alpha, \quad (1)$$

де  $V_1$  – швидкість поступального руху комбінованого плуга;

$\alpha$  – кут атаки сферичного диска передплужника комбінованого плуга.

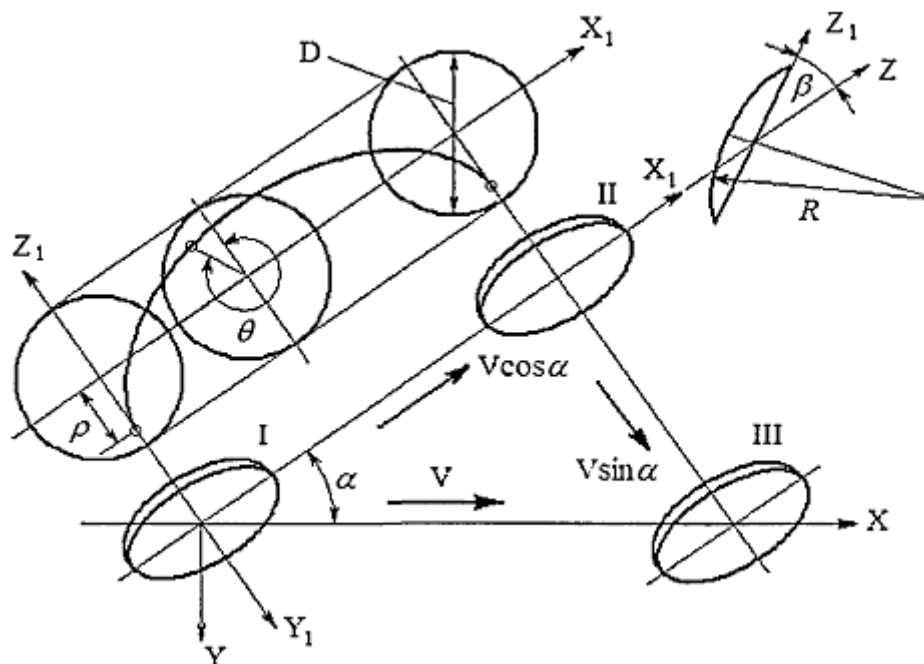


Рис. 3. Кінематика сферичного дискового робочого органа (за П.С. Нартовим).

Кутову швидкість  $\omega$  обертання сферичного диска передплужника комбінованого плуга визначимо за формулою

$$\omega = \frac{2V \cos \alpha}{D}, \quad (2)$$

де  $D$  – діаметр сферичного диска передплужника.

2. Перекочування сферичного диска передплужника з ковзанням або буксуванням, враховує те, що окружна швидкість руху ріжучої кромки сферичного диска менше або більше швидкості  $V_1$ . Тоді кутову швидкість сферичного диска передплужника визначимо за формулою

$$\omega = \frac{2V \cos \alpha}{D(1 \pm \eta_{кб})}, \quad (3)$$

де  $\eta_{кб}$  – коефіцієнт ковзання чи буксування, який визначають за формулою

$$\eta_{кб} = \frac{S - S_0}{S_0}, \quad (4)$$

де  $S$  – шлях, фактично пройдений диском за один оберт в площині його ріжучої кромки;

$S_0$  – шлях фактично пройдений диском за один оберт в площині його ріжучої кромки при його чистому коченні;  $S_0 = \pi D$ .

Рух диска в ґрунті з буксуванням характеризується нерівністю  $S < S_0$ , а з ковзанням –  $S > S_0$ .

Рівняння абсолютного переміщення будь-якої точки робочої поверхні сферичного диска передпłużника в просторі знаходять складанням поступального переміщення диска вздовж осі ОХ зі швидкістю  $V$  і його обертального руху

$$x = Vt + \left( \sqrt{R^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2} \right) \cos \beta \sin \alpha - \rho \cos \theta \sin \beta \sin \alpha + \rho \sin \theta \cos \alpha. \quad (5)$$

$$y = \left( \sqrt{R^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2} \right) \cos \beta \cos \alpha - \rho \cos \theta \sin \beta \cos \alpha + \rho \sin \theta \sin \alpha. \quad (6)$$

$$z = \left( \sqrt{R^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2 - \rho^2} \right) \sin \beta + \rho \cos \theta \cos \beta. \quad (7)$$

Враховуючи, що  $\theta = \omega t$  і про диференціювавши формули (5), (6), (7) по часу  $t$  та упростивши їх визначимо складові абсолютної швидкості  $V_D$  переміщення будь-якої точки поверхні сферичного диска передпłużника з координатами  $\rho$  і  $\theta$

$$V_x = V + \omega \rho (\sin \theta \sin \beta \sin \alpha + \cos \theta \cos \alpha). \quad (8)$$

$$V_y = \omega \rho (\sin \theta \sin \beta \cos \alpha + \cos \theta \sin \alpha). \quad (9)$$

$$V_z = -\omega \rho (\sin \theta \cos \beta). \quad (10)$$

Величину абсолютної швидкості точки поверхні сферичного диска передпłużника визначимо за формулою

$$V_D = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2}. \quad (11)$$

Кути, що визначають напрям абсолютної швидкості точки поверхні сферичного диска передпłużника по відношенню до координатних осей визначають за формулами

$$\cos \lambda_D = \frac{V_x}{V_D}. \quad (12)$$

$$\cos \gamma_D = \frac{V_y}{V_D}. \quad (13)$$

$$\cos \delta_D = \frac{V_z}{V_D}. \quad (14)$$

У сферичному диску передпłużника, що обертається площина відносного переміщення ґрунтових частинок проходить через нормаль  $\bar{N}$  до даної точки робочої поверхні диска і вектор абсолютної швидкості руху  $\bar{V}_D$  цієї точки (рис. 4).

Рухаючись в ґрунті сферичний диск передпłużника, що обертається надає елементу скиби абсолютну швидкість, величину якої можна визначити за формулою:

$$V_a = V_D \frac{\cos \psi}{\cos \varphi}, \quad (15)$$

де  $\psi$  – кут між нормаллю  $\bar{N}$  і вектором швидкості  $\bar{V}_D$  даної точки поверхні диска.

Величина відносної швидкості переміщення скиби визначається наступним чином:

$$V_e = V_D (\sin \psi - \cos \psi d\varphi). \quad (16)$$

Вектор абсолютної швидкості  $V_a$  елемента скиби спроектуємо на осі координат, а її проекції визначимо за формулами

$$V_{ax} = V_a \cos \lambda_2, \quad (17)$$

$$V_{ay} = V_a \cos \gamma_2, \quad (18)$$

$$V_{az} = V_a \cos \delta_2, \quad (19)$$

де  $\lambda_2$ ,  $\gamma_2$ ,  $\delta_2$  – кути, які вектор абсолютної швидкості  $V_a$  елемента ґрунтової скиби утворює з осями координат. Косинуси цих кутів визначимо із сферичних трикутників (рис. 4)

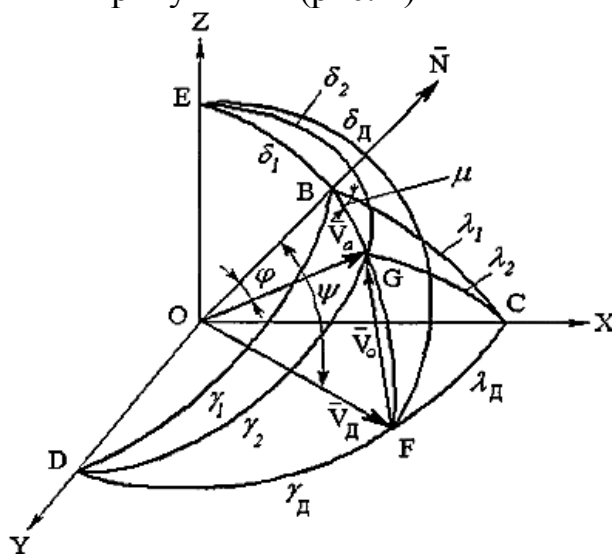


Рис. 4. Розрахункова схема до визначення показників переміщення елемента скиби ґрунту по сферичному диску, що обертається.

Маючи на увазі, що  $V_{ay} = dy/dt$  і  $V_{az} = dz/dt$ , диференційне рівняння проекції на площину YOZ траєкторії переміщення ґрунтової частинки на поверхні сферичного диска передпłużника, що обертається матиме вигляд

$$\operatorname{tg} \eta_B = \frac{dz}{dy} = \frac{V_{az}}{V_{ay}} = \frac{\cos \delta_1 + \operatorname{tg} \varphi \left( \frac{\cos \delta_D - \cos \delta_1 \cos \psi}{\sin \psi} \right)}{\cos \gamma_1 + \operatorname{tg} \varphi \left( \frac{\cos \gamma_D - \cos \gamma_1 \cos \psi}{\sin \psi} \right)}. \quad (20)$$

На основі отриманої залежності для кута  $\eta_B$  напрямком відносної траєкторії переміщення скиби може бути визначено в будь-якій точці сферичного ввігнутого диска передпłużника.

Траєкторія руху скиби після сходу її з робочої поверхні визначається величиною і напрямом відносної швидкості  $V_g$  її руху з моменту сходу з робочого органу. Розглянемо переміщення скиби, що деформується в розпадається на окремі грудки та здійснює вільне падіння. Прийmemo точку сходу скиби з сферичного диска передпłużника за початок нерухомої системи координат, осі якої однаково направлені з осями  $Ox$ ,  $Oy$  і  $Oz$ .

Диференційні рівняння вільного падіння частинки ґрунту відносно цих осей будуть мати вигляд

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = 0; \quad (21)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = 0; \quad (22)$$

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = -mg. \quad (23)$$

При інтегруванні цих рівнянь постійні інтегрування визначаються з початкових умов: при  $t = 0$  частинка ґрунту знаходиться в початку координат і має початкову швидкість  $V_g$ , проекції якої на осі координат визначаються за формулами

$$V_{gx} = V_g \cos \alpha(\overline{V_g}); \quad (24)$$

$$V_{gy} = V_g \cos \beta(\overline{V_g}); \quad (25)$$

$$V_{gz} = V_g \cos \gamma(\overline{V_g}); \quad (26)$$

де  $\cos \alpha(\overline{V_g})$ ,  $\cos \beta(\overline{V_g})$ ,  $\cos \gamma(\overline{V_g})$  – направляючі косинуси вектора  $\overline{V_g}$ , визначені Бледних В.В. [12] із таких залежностей

$$\cos \alpha(\overline{V_g}) = -(\cos \eta \cos \gamma + \cos \varepsilon \sin \gamma \sin \eta), \quad (27)$$

$$\cos \beta(\overline{V_g}) = (\cos \eta \sin \gamma + \cos \varepsilon \cos \gamma \sin \eta), \quad (28)$$

$$\cos \gamma(\overline{V_g}) = \sin \varepsilon \sin \eta, \quad (29)$$

де  $\varepsilon$  і  $\gamma$  – кути, які характеризують положення в просторі дотичної площини до робочої поверхні в точці сходу скиби.

Шляхом інтегрування отримані параметричні рівняння відносної траєкторії руху елементів скиби ґрунту після сходу з поверхні сферичного диска передпłużника

$$x = -V_g (\cos \eta \cos \gamma + \cos \varepsilon \sin \gamma \sin \eta) t; \quad (30)$$

$$y = V_g (\cos \eta \sin \gamma - \cos \varepsilon \cos \gamma \sin \eta) t; \quad (31)$$

$$z = V_g (\sin \varepsilon \sin \eta) t - \frac{gt^2}{2}. \quad (32)$$



Аналіз рівнянь (30-32) показав, що проекції на площини  $XOZ$  і  $YOZ$  траєкторії абсолютного переміщення частинок ґрунту за межами робочої поверхні сферичного диска передплужника мають форму параболи (рис. 1), на площину  $XOY$  – форму прямої.

*Висновки.* Виконані автором дослідження з моделювання переміщення ґрунту робочою поверхнею сферичного дискового передплужника комбінованого плуга при русі ґрунтового шару в нижній і верхній зоні робочої поверхні диска та за її межами дозволили отримати параметричні рівняння, відносної траєкторії руху елементів скиби ґрунту після сходу з поверхні сферичного диска передплужника, які будуть використані в імітаційній моделі для побудови траєкторій руху елементів скиби після сходу з робочої поверхні до моменту їх падіння на дно борозни.

#### Література

1. *Горячкин В.П.* Графоаналитический расчет трения почвы по дискам / *В.П. Горячкин* // Собрание сочинений. В 3-х томах. Изд. 2-е. Под ред. действ. чл. ВАСХНИЛ, проф., д-ра с.-х. наук Н.Д. Лучинского, т. 2. – М.: Колос, 1968. – С. 438-440.
2. *Горячкин В.П.* О движении почвы по сферическому диску / *В.П. Горячкин* // Собрание сочинений. В 3-х томах. Изд. 2-е. Под ред. действ. чл. ВАСХНИЛ, проф., д-ра с.-х. наук Н.Д. Лучинского, т. 2. – М.: Колос, 1968. – С. 440-442.
3. *Синеоков Г.Н.* Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин / *Г.Н. Синеоков* - М.: Колос, 1949. – 86 с.
4. *Турбин Б.Г.* Сельскохозяйственные машины / *Б.Г. Турбин, А.Б. Лурье*. – Л.: Машиностроение, 1967. – 583 с.
5. *Комаристов В.Е.* Сельскохозяйственные машины. Учебник / *В.Е. Комаристов, Н.Ф. Дунай*. – М.: Колос, 1971. – С. 18-19.
6. *Нартов П.С.* Дисковые почвообрабатывающие орудия / *П.С. Нартов*. – Изд-во ВГУ, Воронеж, 1972. – 184 с.
7. *Кушнарев А.С.* Механико-технологические основы обработки почвы / *А.С. Кушнарев, В.И. Кочев*. – К.: Урожай, 1989. – 144 с.
8. *Стрельбицкий В.Ф.* Дисковые почвообрабатывающие машины / *В.Ф. Стрельбицкий*. – М.: Машиностроение, 1978. – 136 с.
9. *Шевченко И.А.* Математическая модель взаимодействия дискового рабочего органа с почвой / *И.А. Шевченко* // Праці Таврійської державної аграрно-технологічної академії. – Мелітополь, ТДАТА, 1999. – Вип. 1, т.10. – С. 124-130.
10. Сільськогосподарські і меліоративні машини: Підручник / *Д.Г. Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка*. – К.: Вища освіта, 2004. – С. 18-39.

11. Патент на корисну модель № 41963. МКП А01В 5/00 Комбінований плуг / *Грабчак І.В., Рудь А.В.* – UA – № 200801953. Заяв. 15.02.2008; Опубл. 25.06.2009. Бюл. № 12.

12. *Бледных В.В.* Основные закономерности процесса движения почвы по трехгранному клину // Тр. ЧИМЭСХ / Динамика почвообрабатывающих агрегатов и рабочие органы для обработки почвы. – Челябинск, 1982. - С. 4-14.

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОЧВЫ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ СФЕРИЧЕСКОГО ДИСКОВОГО ПЕРЕДПЛУЖНИКА КОМБИНИРОВАННОГО ПЛУГА**

И.В. Грабчак

*Аннотация* - приведены результаты моделирования перемещения почвы рабочей поверхностью сферического дискового передплужника комбинированного плуга при движении почвенного слоя в нижней и верхней зоне рабочей поверхности диска и за ее пределами. Установлено, что траектория и скорость движения несжимаемого пласта почвы определяются исключительно геометрическими параметрами дисковых рабочих органов, а конечная укладка пласта после ее укладки на дно борозды, зависит как от параметров рабочего органа так и от характера движения диска в почве.

## **DESIGN OF MOVING OF SOIL WORKING SURFACE SPHERICAL DISK PEREDPLUZHNIKA OF THE COMBINED PLOUGH**

I. Grabchak

### *Summary*

The results of design of moving of soil a working surface are resulted spherical disk of the combined plough at motion of soil layer in the lower and overhead area of working surface of disk and after its limits. It is set that a trajectory and rate of movement of incompressible layer of soil is determined by the exceptionally geometrical parameters of disk workings organs, and eventual piling of layer after its piling on a skip-row, depends as from the parameters of working organ so from character of motion of disk in soil.

УДК 631. 31: 631. 51. 001

## **АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЙ І КОНСТРУКЦІЙ МАШИН ДЛЯ ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ, ЗАСМІЧЕНОГО РОСЛИННИМИ ЗАЛИШКАМИ ГРУБОСТЕБЛОВИХ КУЛЬТУР З РОЗРОБКОЮ КОМБІНОВАНОГО СПОСОБУ ТА ПОДРІБНЮВАЧА ДЛЯ ЙОГО РЕАЛІЗАЦІЇ**

Корчак М.М. , інж.

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

**Анотація** - проведений аналіз технологій і конструкцій машин для обробітку ґрунту, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур з огляду на вибір механізованої технології обробітку, розроблений комбінований спосіб обробітку та подрібнювач для його реалізації.

**Ключові слова** - аналіз технологій і конструкцій, комбінований спосіб, подрібнювач, рослинні залишки грубостеблових культур.

*Постановка проблеми.* Після збирання грубостеблових просапних культур важливе питання стоїть перед тим, як якісно провести обробіток ґрунту та підготувати поле під посів наступної культури, адже після збирання залишаються рослинні залишки, які потрібно вчасно і якісно заробити в ґрунт.

Обробіток полів, засмічених грубими рослинними рештками після збирання врожаю залишається проблемою, тому що:

- 1) збільшились посіви грубостеблових культур;
- 2) кукурудзу останнім часом вирощують переважно на зерно без подрібнення стебел при збиранні врожаю;
- 3) під час збирання зернових культур на полі залишається висока стерня (більше 20 см);
- 4) з'явилося багато занедбаних або невчасно оброблених полів, які без подрібнення стебел обробити неможливо.

Звичайно, проблема засміченості поля грубими пожнивними рештками відома здавна, однак традиційні шляхи вирішення і деякі нові не в повній мірі забезпечують і дають бажаний результат.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій.* Багаторічні дані науково-дослідних закладів і виробничий досвід свідчать про те, що в Степу після грубостеблових просапних попередників, як правило, ефективніший неглибокий обробіток ґрунту на 8...10 см.

Для такого обробітку використовують дискові борони. Надалі поле культивують з одночасним боронуванням для розробки ґрунту і знищення бур'янів [1].

Після кукурудзи на силос у Лісостепу при достатній зволоженості ґрунту, коли до сівби залишається не менше 20 днів, проводять лушення дисковими знаряддями на глибину 5...6 см і оранку на глибину 20...22 см з одночасним коткуванням. Після цього ґрунт обробляють дисковими луцильниками, кільчасто-шпоровими котками, культиваторами з боронами [2].

Аналіз існуючих механізованих технологій обробітку ґрунту в різних ґрунтово-кліматичних зонах України показує, що обробіток ґрунту після збирання грубостеблових культур проводять переважно важкими дисковими боронами та луцильниками, що призводить до негативних екологічних явищ, деградації структури ґрунту та зниження його родючості.

Крім того, одного обробітку стерні грубостеблових культур пасивними (дисковими) робочими органами недостатньо, а обробіток, що проводять повторним дискуванням або лушенням, потребує значних енергетичних витрат, витрат часу та коштів [3, 4].

Теперішні технології передбачають окреме виконання подрібнення рослинних залишків на полі та основного обробітку ґрунту [5, 6, 7].

Для подрібнення рослинних залишків на півдні та заході України використовують переважно важкі дискові борони та дискові луцильники. Основний обробіток проводять полицевими та чизельними плугами, культиваторами-плоскорізами тощо [8].

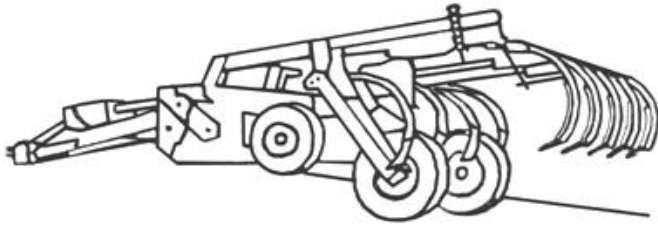
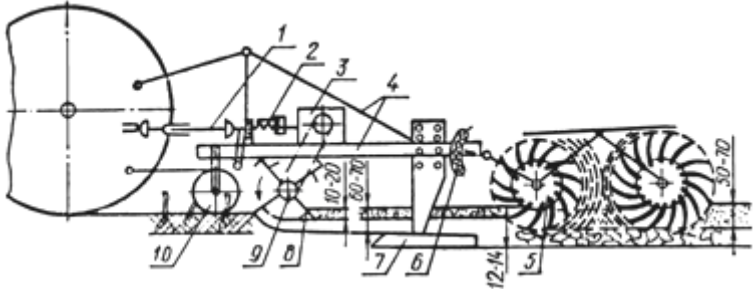
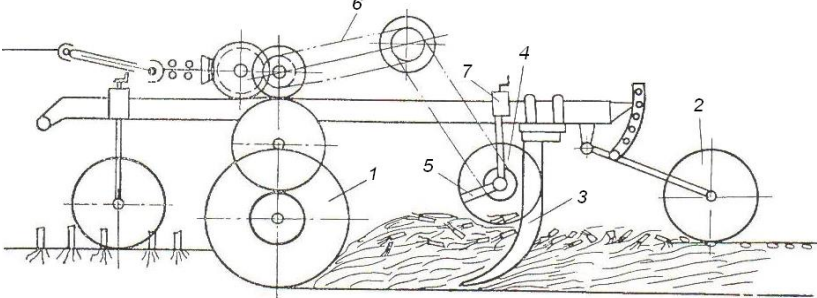
За технологічним процесом та типами робочих органів засоби механізації обробітку ґрунту, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур поділяють на дискові борони, луцильники, культиватори, фрези та комбіновані ґрунтообробні агрегати [9].

Вчені США розробили комбінований агрегат для обробітку ґрунту після збирання грубостеблових культур з подрібненням рослинних залишків (пат. США № 4522267 [10]), що складається з послідовно встановленого подрібнювача та чизельного культиватора. Привод подрібнювача здійснюється від ВВП трактора.

Для обробітку ґрунту після збирання грубостеблових культур у Південному відділенні УНДІМЕСГ створена комбінована фрезерна начіпна машина з активними і пасивними робочими органами, де за основний робочий орган служить двосекційний фрезерний барабан з двох'ярусним розміщенням ножів. Ширина захвату кожної секції – 1,65 м.

Наукові розробки комбінованих подрібнювачів рослинних залишків грубостеблових культур зображені в таблиці 1.

Таблиця 1 - Наукові розробки комбінованих подрібнювачів рослинних залишків грубостеблових культур

Наукова інформація	Схема агрегату
<p>Пат. США № 4522267</p>	 <p>Комбінований агрегат для обробітку ґрунту з одночасним подрібненням рослинних залишків</p>
<p>Розробка Південного відділення УН-ДІМЕСГ</p>	 <p>Комбінований фрезерний ґрунтообробний агрегат: 1 – ВВП; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – рама; 5 – борона; 6 – механізм приєднання; 7 – плоскоріжуча лапа; 8 – ніж; 9 – фрезерний барабан; 10 – опорне колесо</p>
<p>Ґрунтообробний агрегат за а.с. 471075</p>	 <p>1 – фреза, 2 – прикочувальний коток, 3 – пасивні робочі органи, 4 – ротор, 5 – ножі, 6 – привод, 7 – механізм регулювання</p>



Ґрунтообробний агрегат працює слідуєчим чином. Фреза рихлить ґрунт, подрібнює і перемішує рослинні залишки з ґрунтом. Пасивні робочі органи сепарують рослинні залишки, які додатково подрібнюються ножами ротора і розподіляються по обробленій поверхні в якості мульчуючого шару, що ущільнюється прикочувальним котком.

Розроблена ґрунтообробна машина за а.с. 523653 [13] призначена для орієнтації рослинних залишків та послідуєчого подрібнення, та складається з рами 1 з начіпним пристроєм 2, опорних коліс 3 з механізмом 4 регулювання висоти, плоскорізальних робочих органів 5 ножового ротора 6 з горизонтальною віссю обертання і захисного кожуха 7, шлейф-волокуші 8.

Привод ножових роторів 6 здійснюється від ВВП трактора через карданну передачу, редуктор 13, вали 14 з запобіжними муфтами і бокові редуктори 15.

Ґрунтообробна машина працює слідуєчим чином. Для обробітку поля з рядами непідрізаних рослинних залишків на рамі 1 машини встановлюють плужки 9 або диски 10, які зрізають гребені з рослинними залишками і за допомогою їх і прутків 11 повертають стебла під кутом до напрямку руху. Повернені під кутом до напрямку руху або підрізані і зорієнтовані під час попередніх обробок стебла потрапляють під шлейф-волокушу 8, яка повертає їх поперек ходу машини. Ножовий ротор 6, заглиблюючись в ґрунт, подрібнює рослинні залишки, що лежать на поверхні, а при переміщенні в ґрунті рихлить її і подрібнює кореневища.

Ґрунтовий пласт підрізається і розрихлюється плоскорізальними робочими органами 5 до заглиблення ножового ротора 6. Розрихлений ґрунтовий пласт з подрібненими рослинними залишками потрапляє під котки 12, що проводять його вирівнювання і ущільнення.

Однак, комбіновані агрегати на базі цих машин мають наступні типові недоліки:

- не повністю загортають подрібнені рослинні залишки в ґрунт;
- мають складну конструкцію та низьку технологічну надійність;
- маючи велику металомісткість, чинять великий тиск на ґрунт, збільшуючи його ущільнення;
- не забезпечують екологічно чистої технології обробітку ґрунту.

Крім того, обробіток пасивними та активними робочими органами деяких подрібнювачів здійснюється на всю ширину захвату агрегату, що потребує додаткових затрат енергії. Агрегати не повністю пристосовані до деяких умов, які диктує стан аграрного сектору України (наприклад, такі умови як стан поля, можливість агрегувати з тракторами нижчого класу, менші питомі витрати пального на обробіток тощо).



Перспективним напрямком удосконалення існуючих комбінованих агрегатів є зменшення енергетичних витрат на виконання технологічного процесу та кількості проходів, зменшення металомісткості їх конструкцій, підвищення їх продуктивності, забезпечення необхідного обробітку без шкідливого впливу на екологію.

*Формування цілей статті.* Метою публікації є розробка комбінованого способу обробітку ґрунту, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур та подрібнювача для його реалізації.

*Виклад основного матеріалу.* Удосконалення способу обробітку поля, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур після їх збирання здійснюється шляхом поєднання послідовних процесів впливу на рослинні залишки та ґрунт, що дозволяє забезпечити: якісний обробіток поля, подрібнення і загортання рослинних залишків по всьому фронту ширини захвату за один прохід агрегату; ефективне використання енергії, що витрачається на привод засобів подрібнення залишків, а тим самим досягти можливості збільшення ширини захвату агрегату та його продуктивності; залишити вирівняну поверхню поля. Реалізація цього способу полягає у розробленні та обґрунтуванні технологічних параметрів та режимів роботи комбінованого подрібнювача рослинних залишків завдяки дослідженню технологічних процесів.

При запропонованому комбінованому способі обробітку поля, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур, послідовно здійснюються процеси: переріз довгих та грубих рослинних залишків; розподіл по рядках; ущільнення; подрібнення згорненої рослинно-земляної маси; вирівнювання обробленої поверхні ґрунту. Кожен процес сприяє кращому протіканню наступного.

Процес перерізу здійснює перерізання довгих та грубих стебел в міжряддях; процес розподілу призначений для спрямування рослинних залишків з міжрядь на рядки посіву; процес ущільнення забезпечує втрамбування згорнених рослинних залишків та сприяє кращій підготовці до процесу подрібнення; процес подрібнення здійснює подрібнення рослинних залишків і перемішування їх з ґрунтом; процес вирівнювання забезпечує вирівнювання обробленого поля.

Технологія запропонованого способу відбувається таким чином.

При переміщенні машини вздовж рядків поля після збирання грубостеблових культур розподільники рухаються в міжряддях, забезпечуючи процес розподілу розрізаних стебел в зони подрібнення (до рядків посіву), де вони разом з прикореневими залишками подрібнюються ножами фрезерних секцій і перемішуються з ґрунтом. Для перерізання довгих та грубих стебел, а також для запобігання заби-

ванню розподільників встановлені плоскі дискові ножі, що забезпечують процес перерізу довгих та грубих рослинних залишків та подання їх на бокові стінки напрямних крил розподільників, якими вони вільно переміщуються. Далі відбувається втрамбовування згорненої рослинної маси прикочувальними котками, що працюють по рядках посіву, забезпечуючи процес ущільнення. Після вищеписаних процесів відбувається процес подрібнення фрезерними барабанами, що працюють в зонах подрібнення. Грунт і рослинні залишки, що відкидаються ножами, за допомогою вирівнювальних щитків забезпечують процес вирівнювання поверхні поля.

Виходячи з призначення комбінованого подрібнювача рослинних залишків та основних задач складено схему комбінованого способу обробітку поля, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур (рис. 1).

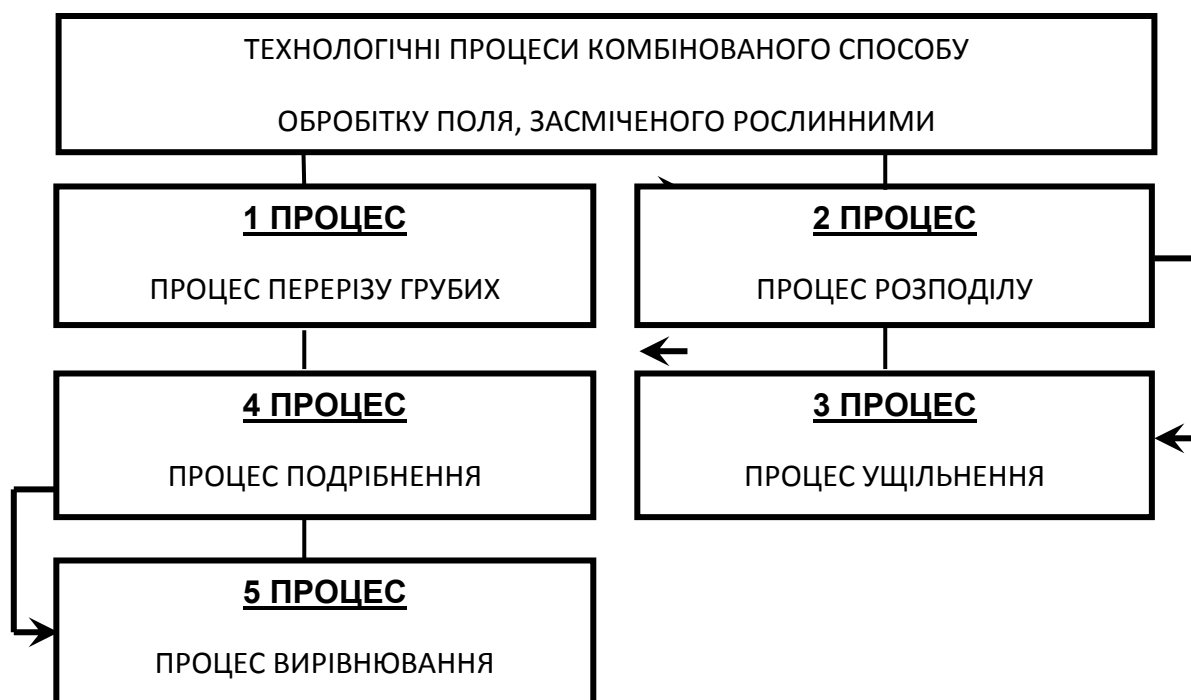


Рис. 1. Схема комбінованого способу обробітку поля, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур

Розроблений спосіб забезпечує високу якість подрібнення і загортання рослинних залишків грубостеблових культур при ефективному використанні енергії, що витрачається на подрібнення, залишає вирівняну поверхню поля, завдяки тому, що складається з об'єднаних технологічних процесів перерізу та розподілу довгих і грубих стебел, ущільнення згорненої маси, подрібнення рослинних залишків разом з ґрунтом та вирівнювання поверхні поля. Процеси перерізу та

розподілу рослинних залишків відбуваються в міжряддях, а процеси ущільнення, подрібнення та вирівнювання по рядках посіву.

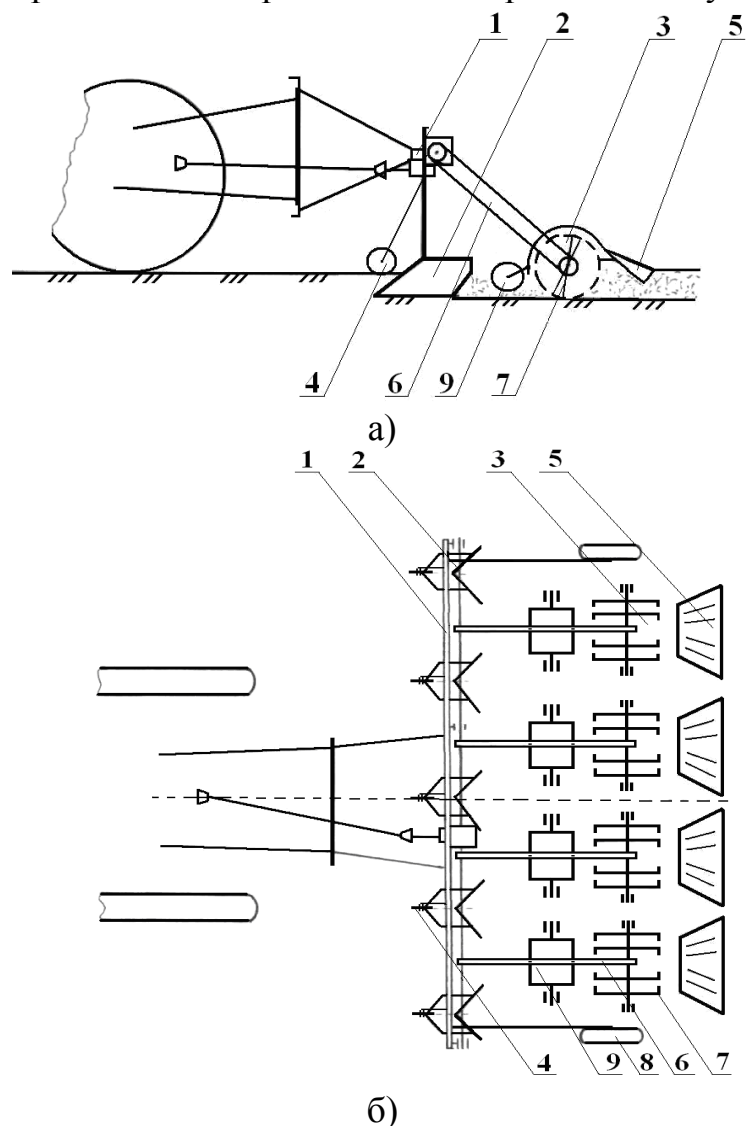


Рис. 2. Технологічна схема комбінованого подрібнювача:  
 а – вигляд збоку; б – вигляд зверху: 1 – рама, 2 – розподільник,  
 3 – фрезерна секція, 4 – дисковий ніж, 5 – вирівнювальний щиток,  
 6 – привод, 7 – Г-подібний ніж, 8 – опорне колесо, 9 – коток

Завдяки тому, що перед процесом розподілу відбувається процес перерізу довгих та грубих стебел, а після процесу розподілу по рядках посіву відбувається процес ущільнення, при якому втрамбовуються та ущільнюються згорнені рослинні залишки грубостеблових культур, листостеблова маса краще підготовлюється до процесу подрібнення, покращується обробіток ґрунту, якість подрібнення і перемішування з ґрунтом рослинних залишків, створюється рівномірне подрібнення, при цьому зменшуються енерговитрати на обробіток, що

дозволяє збільшити ширину захвату агрегату та підвищити його продуктивність. Така послідовність виконання технологічних процесів дасть змогу істотно зменшити енерговитрати по даній технології, а також покращити якість подрібнення рослинних залишків.

На основі аналізу існуючих технологій та конструкцій, а також обґрунтуванні послідовності виконання технологічних процесів розробленого комбінованого способу обробітку поля, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур, розроблена технологічна схема комбінованого подрібнювача (рис. 2).

У комбінованому подрібнювачі рослинних залишків грубостеблових культур, що містить раму, змонтовано фрезерні секції, розподільники, плоскі дискові ножі, прикочувальні котки та вирівнювальні щитки. Активні робочі органи розміщені лише на окремих ділянках – в зонах подрібнення (по рядках посіву). Подрібнення залишків по всьому фронту ширини захвату досягається за допомогою розподільників, які спрямовують розрізані стебла з міжрядь в зони подрібнення. Для втрамбування та ущільнення згорнених рослинних залишків позаду розподільників по рядках посіву встановлені прикочувальні котки. Для запобігання забиванню розподільників встановлені дискові ножі.

Завдяки тому, що подрібнення відбувається лише в зонах рядків, енергія на фрезерування використовується ефективно (не використовується на обробіток ґрунту в міжряддях). Вирівнювання поверхні поля досягається спрямуванням ґрунту фрезерними секціями по різні боки за допомогою ребер вирівнювальних щитків.

Комбінований подрібнювач рослинних залишків грубостеблових культур містить раму 1, на якій розташовані розподільники 2, фрезерні секції 3, плоскі дискові ножі 4, вирівнювальні щитки 5 та прикочувальні котки 9.

Фрезерні секції 3 включають приводи 6, фрезерні барабани з Г-подібними ножами 7 та вирівнювальні щитки 5. Розподільники 2 – це розпушувальні лапи з напрямними стінками, які розміщені перед фрезерними секціями в міжряддях. Попереду машини встановлені закріплені на рамі 1 опорні колеса 8. Принцип роботи подрібнювача зображено на рис. 3.

При переміщенні машини вздовж рядків поля після збирання грубостеблових культур, розподільники 2 рухаються в міжряддях, транспортуючи розрізані стебла в зони подрібнення (до рядків), де вони подрібнюються ножами 7 фрезерних секцій 3 і перемішуються з ґрунтом. Забиванню розподільників 2 грубими рослинними залишками запобігають плоскі дискові ножі 4, що перерізують довгі стебла. Завдяки цьому рослинні залишки потрапляють тільки на напрямні бокові стінки розподільників, якими вони вільно переміщуються. При-

кочувальні котки 9, що працюють по рядках посіву, втрамбовують та ущільнюють рослинні залишки, які були спрямовані розподільниками з міжрядь. Фрезерні барабани працюють в зонах подрібнення. Ґрунт і рослинні залишки, що відкидаються ножами, за допомогою напрямних ребер вирівнювальних щитків 5 розподіляються по фронту руху агрегату, вирівнюючи поверхню поля.

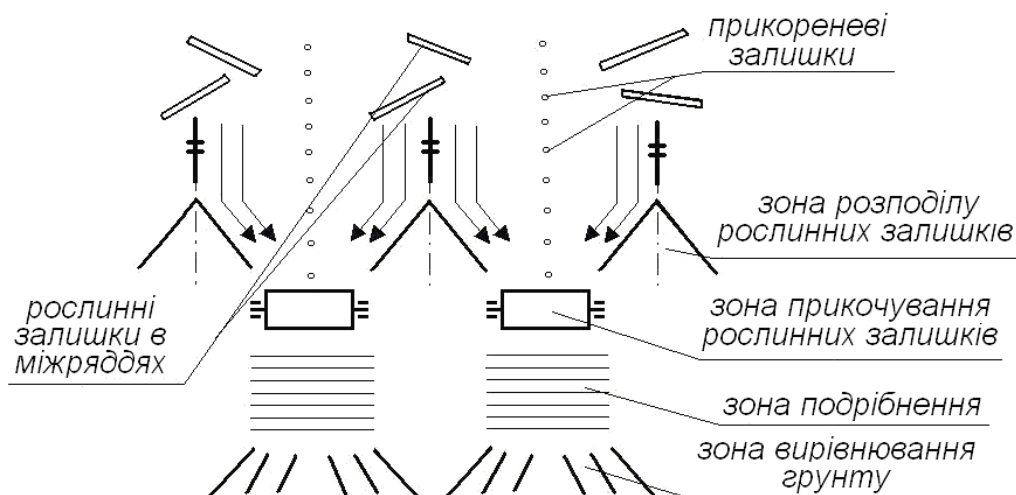


Рис. 3. Принцип роботи комбінованого подрібнювача

Запропонована схема комбінованого подрібнювача рослинних залишків грубостеблових культур зменшує енерговитрати на обробіток, що дозволяє збільшити ширину захвату агрегату, підвищити його продуктивність, поліпшити показники якості обробітку, сприяє надійній роботі машини. Дослідний зразок комбінованого подрібнювача зображено на рис. 4.



Рис. 4. Дослідний зразок подрібнювача рослинних залишків грубостеблових культур КФП – 2,8

Вигляд експериментального подрібнювача в транспортному положенні зображено на рис. 5.

Привод фрезерних секцій подрібнювача здійснюється як від ВВП, так і від гідросистеми трактора. Технічна характеристика приведена в табл. 2.



Рис. 5. Подрібнювач КФП – 2,8 в транспортному положенні

Таблиця 2 -Технічна характеристика експериментального подрібнювача

НАЗВА ПОКАЗНИКА	ЗНАЧЕННЯ
Тип	Причіпний
Кількість оброблювальних рядків	4
Кількість фрезерних секцій, шт.	4
Ширина міжрядь, м	0,7
Робоча ширина захвату, м	2,8
Продуктивність, га/год.	1,344
Привод	Гідросистема або
Робочі швидкості, км/год.	4 – 6
Транспортна швидкість, км/год.	до 24
Агрегатується із трактором тягового класу	1,4
Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1
Маса, кг	950

Новизну технічних рішень підтверджено деклараційними патентами України: № 29342, № 31514, № 33819, № 33829, № 90538А, № 90535А [14–19].

*Висновки і пропозиції.* 1. При обробітку ґрунту після збирання грубостеблових культур, особливо кукурудзи та соняшнику, робота ускладнюється наявністю грубих післяжнивних залишків – прикореневих частин та стебел, тому основним об'єктом обробітку є не тільки ґрунт, а й залишки рослин, що подрібнюються;

2. Аналіз існуючих механізованих технологій обробітку ґрунту в різних ґрунтово-кліматичних зонах України показав, що обробіток ґрунту після збирання грубостеблових культур проводять переважно дисковими боронами та луцильниками, що призводить до негативних екологічних явищ, деградації структури ґрунту та зниження його родючості. Крім того, одного обробітку стерні грубостеблових культур пасивними (дисковими) робочими органами недостатньо, а обробіток, що включає повторне дискування або луцення, пов'язаний із значними енергетичними витратами, витратами часу та коштів;

3. Проаналізовані наукові розробки комбінованих подрібнювачів рослинних залишків грубостеблових культур.

4. Створена нова технологія обробітку ґрунту, засміченого рослинними залишками грубостеблових культур та комбінований подрібнювач для її реалізації з оптимально обґрунтованою конструкцією, яка дасть змогу забезпечити якісний енергоощадний та економний обробіток, а також підвищити родючість ґрунту шляхом подрібнення та заробки рослинних залишків, які є важливою органічною сировиною для відтворення гумусу.

#### Література

1. Циков В.С. Интенсивная технология возделывания кукурузы / Циков В.С., Матюха Л.А. – М. : Агропромиздат, 1989. – 247 с.
2. Рубін С.С. Загальне землеробство / Рубін С.С. – К. : Вища шк.: Гол. вид-во, 1976. – 432 с.
3. Булавин Н.И. Обработка почвы в современной земледелии / Н.И. Булавин // Сб. науч. тр. – Воронеж, 1985. – С. 90–101.
4. Панов И.М. Основные пути снижения энергозатрат при обработке почвы / И.М. Панов, Н.М. Орлов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1987. – № 8. – С. 27–30.
5. Индустриальная технология производства кукурузы / Тудель В.Н., Шабала Н.А. [и др.]. – М. : Россельхозиздат, 1983. – 318 с.
6. Мельник І. Комплексна механізація виробництва соняшнику / І. Мельник, В. Гречкосій, В. Марченко // Пропозиція . – 2004. № 11. – С. 40–41.
7. Соломин А.Н. О рациональных способах уборки подсолнечника / А.Н. Соломин // Долговечность и надежность сельскохозяйственных машин. – М., 1966. – С. 218–224.
8. Шабала Н.А. Механизация возделывания кукурузы / Шабала Н.А. – Молдагроинформреклама, 1991. – 176 с.
9. Антонов А.П. Комбинированные сельскохозяйственные агрегаты. Альбом-справочник / Антонов А.П., Кабаков Н.С., Щербина П.А., Гаврюшин В.И. – М. : Россельхозиздат, 1975. – 183 с.

10. Пат. 4522267, США, МКИ А01В 49/04. Shredder / plow combination / Lew son Richard A., Ronald D. Wetherell. – № 448937; Заявл. 13.12.82; Опубл. 11.06.85; НКИ 172/28.

11. *Кочев В.И.* Комбинированные почвообрабатывающие машины / *В.И. Кочев* // Техника в сельском хозяйстве. – 1979 – № 12. – С. 13–14.

12. А.с. 471075, СССР, МКИ А01В49/02. Почвообрабатывающий агрегат / *Спирин А.П., Яцук Е.П., Марченко О.С., Грицик М.И., Никонов П.К., Боронихин Г.И., Орлов В.П., Поляков А.Г., Пархоменко В.А., Шестопалов В.Г., Тарасов В.П.* – № 1913771; заявл. 26.04.73; опубл. 25.05.75, Бюл. № 19.

13. А.с. 523653, СССР, МКИ А01В49/02, А01В31/00. Почвообрабатывающая машина / *Жук А.Ф., Кабаков Н.С., Гогунский Г.Г., Гильштейн П.М., Сонис З.Г., Марченко О.В., Холяво Ч.А., Кирюхин В.Г., Панов И.М.* – № 1907397; заявл. 13.04.73; опубл. 05.08.76, Бюл. № 29.

14. Пат. 29342, Україна, МПК А 01 В 33/00. Фрезерний подрібнювач кореневих та листостеблових залишків / *Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В., Говоров О.Ф.* – № u200710230; заявл. 14.09.2007; опубл. 10.01.2008, Бюл. № 1.

15. Пат. 31514, Україна, МПК А 01 В 33/00. Подрібнювач кореневих та листостеблових залишків / *Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В., Говоров О.Ф.* – № u200714212; заявл. 18.12.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. № 7.

16. Пат. 33829, Україна, МПК А 01 В 33/00. Комбінований культиватор-подрібнювач / *Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В.* – № u200803382; заявл. 17.03.2008; опубл. 10.07.2008, Бюл. № 13.

17. Пат. 33819, Україна, МПК А 01 В 33/00 Комбінований фрезерний культиватор-подрібнювач рослинних залишків грубостеблових культур / *Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В.* – № u200803323; заявл. 17.03.2008; опубл. 10.07.2008, Бюл. № 13.

18. Пат. 90538, Україна, МПК А 01 В 33/00. Спосіб звільнення поля від рослинних залишків грубостеблових культур / *Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В., Яковенко А.І.* – № а2008 04264; заявл. 04.04.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.

19. Пат. 90535, Україна, МПК А 01 В 49/02 (2006.01). Комбінований подрібнювач рослинних залишків грубостеблових культур / *Корчак М.М., Бендера І.М., Єрмаков С.В.* – № а2008 03070; заявл. 11.03.2008; опубл. 11.05.2010, Бюл. № 9.



**АНАЛИЗ ТЕХНОЛОГИЙ И КОНСТРУКЦИЙ МАШИН  
ДЛЯ ВОЗДЕЛЫВАНИЯ ПОЧВЫ, ЗАСОРЕННОЙ  
РАСТИТЕЛЬНЫМИ ОСТАТКАМИ ГРУБОСТЕБЛОВИХ  
КУЛЬТУР ИЗ РАЗРАБОТКОЙ КОМБИНИРОВАННОГО  
СПОСОБА И ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ДЛЯ ЕГО РЕАЛИЗАЦИИ**

Н.Н. Корчак

*Аннотация* - проведён анализ технологий и конструкций машин для возделывания почвы, засоренной растительными остатками толстостебельных культур, учитывая выбор механизированной технологии возделывания, разработан комбинированный способ возделывания и измельчитель для его реализации.

**AN ANALYSIS OF TECHNOLOGIES AND  
CONSTRUCTIONS OF MACHINES IS FOR TILL OF SOIL,  
SHIVY VEGETABLE BY TAILINGS OF CULTURES FROM  
BY DEVELOPMENT OF THE COMBINED METHOD AND  
GRINDING DOWN FOR HIS REALIZATION**

M. Korchak

*Summary*

The analysis of technologies and constructions of machines is conducted for till of soil, littered vegetable tailings of roughstem cultures, taking into account the choice of the mechanized technology of till, the combined method of till is developed and grinding down for his realization.

УДК 631.331

## МОДЕЛЮВАННЯ ПЛОЩІ ЖИВЛЕННЯ РОСЛИН ЗЕРНОВИХ КУЛЬТУР ПРИ РІЗНИХ СПОСОБАХ СІВБИ

Нікітін В.В., асп.

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

**Анотація** - змодельована площа живлення рослини зернових культур залежно від способу сівби та агротехнологічних умов їх розвитку – земних і космічних. Виконана графічна інтерпретація умов розвитку для окремої рослини. Змодельована залежність відношення сторін прямокутника площі живлення окремої рослини від ширини міжряддя зернових культур. Проаналізована можливість точної сівби зернових культур з перспективою розробки сошника для рівномірного поперечного розподілу насіння.

**Ключові слова** - площа живлення, фактори, земні, космічні, міжряддя, відношення сторін, сошник, рівномірний поперечний розподіл.

*Постановка проблеми* в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими та практичними завданнями. Виробництво зерна є одним із самих перспективних напрямів розвитку агропромислового комплексу України. Проблема збільшення обсягів виробництва зернових культур стоїть особливо гостро, оскільки ці культури забезпечують найбільший прибуток сільськогосподарському товаровиробнику. Напрямом підвищення врожайності зернових культур є вдосконалення процесу їх сівби та глибини загортання, яке оптимізує розвиток рослин і догляд за посівами. Механізація вирощування зернових культур має порівняно високий рівень, проте посівні машини вітчизняного та й зарубіжного виробництва не завжди забезпечують їх висів у чіткій відповідності з сучасними агротехнічними вимогами. Це призводить до зайвої перевитрати насіння, погіршення якості сівби і, як наслідок, зниження врожайності. Тому питання оптимізації площі живлення рослин зернових культур в плані розробки нових конструкцій сошників сівалок, які призначені для сівби зернових культур точним, координатним способом, є актуальним і перспективним в умовах сьогодення. Вирішення цього питання є можливим тільки після змістовного аналізу площі живлення рослин зернових культур за різних способів сівби.

*Аналіз останніх досліджень.* Вагомий внесок у дослідження площ живлення сільськогосподарських культур і зернових культур зокрема зробили вчені-сівальщики: О.М. Семенов [1], В.Р. Вільямс [2], В.Г. Ротмистров [3], Г.М. Еникеев [4], Ф.В. Грищенко, В.С. Ломовицький, В.И. Шведков [5], В.О. Белодєдов [6] та багато інших. Ними досліджені площі живлення зернових культур залежно від їх способу сівби і агротехнологічних умов їх розвитку та розроблені конструкції принципово нових сошників і проведені теоретичні та експериментальні випробування як в лабораторних, так і польових умовах. Однак використання та впровадження цих даних можливе за умови їх ретельного теоретичного аналізу на предмет придатності до впровадження у процесі проектування посівних машин.

*Формулювання цілей статті.* Змоделювати площі живлення зернових культур залежно від способу сівби та агротехнологічних умов їх розвитку і обґрунтувати раціональне практичне використання моделей під час прийняття інженерних рішень при проектуванні посівних машин.

*Виклад основного матеріалу дослідження.* „Життєдіяльність, робота зелених рослин здійснює тільки при одночасній і сумісній наявності визначених умов. Ці умови зазвичай розділяють на дві категорії: умови або фактори земні та фактори космічні. У ці дві категорії вкладаються чотири групи факторів життя або умов життя зелених культурних рослин: це світло і тепло – два космічних фактори, вода і елементи живлення – дві групи земних факторів” [2].

Рівномірний розподіл між рослинами чотирьох рівнозначних і незамінних факторів їх життєдіяльності – перша і основна задача сівби сільськогосподарських культур. Однак сучасні технології вирощування сільськогосподарських культур включають ще одну категорію факторів – техногенні (людські) фактори: засоби захисту рослин і добрива (прикореневі і позакореневі) (рис. 1). Задача рівномірного розподілу між рослинами чотирьох рівнозначних і незамінних факторів їх життєдіяльності може бути успішно вирішена в тому випадку, якщо в центрі уваги науки і виробництва буде стояти не тільки засіяне поле в цілому, але й кожна рослина, що росте на цьому полі, її потреба в факторах життєдіяльності: космічних, земних, техногенних.

Урожай з одиниці площі не є арифметична сума урожаїв окремих рослин, а представляє собою урожай всієї рослинної спільності на даній посівній площі. Таким чином, поєднання індивідуалізованого підходу до культурних рослин з підходом груповим, масовим може і повинно привести до отримання високого стійкого урожаю.

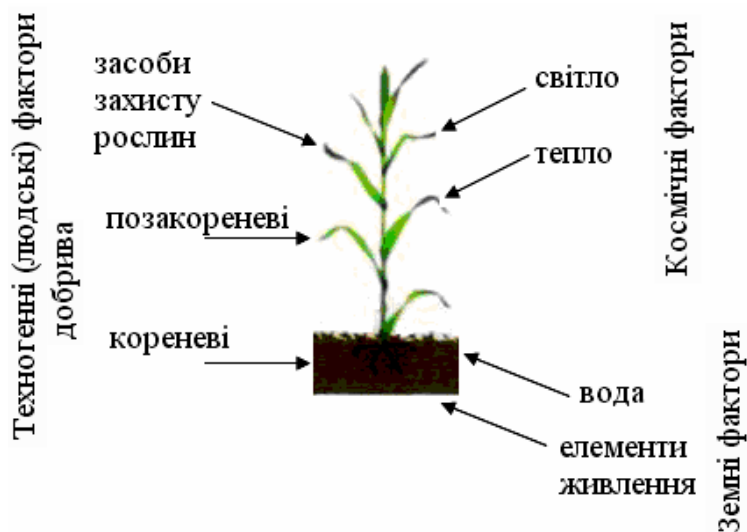


Рис. 1. Категорії факторів життєдіяльності рослин сільськогосподарських культур.

Спостереження В. Ротмістрова [3] показали, що коренева система злаків, засвоюючи земні фактори життєдіяльності рослин (воду і поживні речовини), має вигляд конуса з вершиною у вузлі кущення. Вона розповсюджується у ґрунті рівномірно, у всі сторони, утворюючи в проекції на площину поверхні поля круг певного радіусу  $r_z$ , величина якого залежить від виду культури, сортових особливостей, фізико-механічних властивостей ґрунту, забезпеченості рослини водою і поживними речовинами. Оскільки форма площі живлення рослин повинна відповідати розміщенню в ґрунті кореневої системи, очевидно, що найкращою формою повинен бути круг (рис. 2). Однак ця форма практично недосяжна.

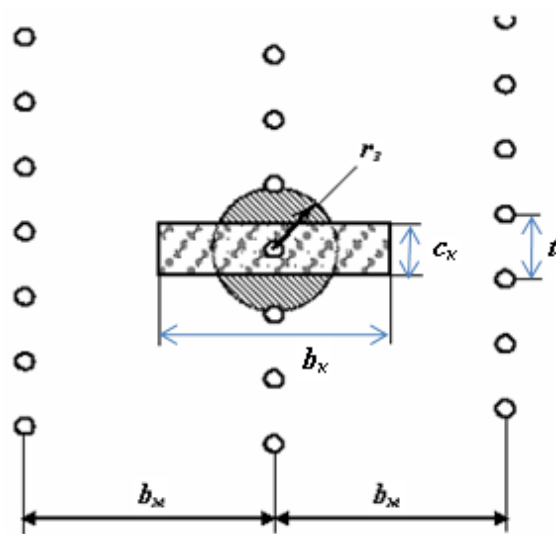


Рис. 2. Площі живлення земними та космічними факторами:

$r_z$  – радіус проекції площі живлення земними факторами;  $b_k, c_k$  – розміри прямокутної проекції площі живлення космічними факторами;  $b_m$  – ширина міжрядь (визначається прийнятим способом сівби);  $t$  – крок розміщення рослин в рядку (визначається нормою висіву насіння).

Геометрична форма проекцій кореневої системи рослини на площину поверхні поля (форма площі живлення земними факторами) не відповідає формі площі живлення рослини космічними факторами (рис. 2).

Між зазначеними параметрами справедливі співвідношення:

$$b_k = b_m; c_k = t. \quad (1)$$

При умові, що формою площі живлення буде прямокутник зі сторонами, що мало відрізняються по своїй довжині, або квадрат, то така форма площі краще забезпечить рослині засвоєння космічних факторів її життєдіяльності (світла і тепла), ніж та форма, яка має місце в умовах звичайного рядкового посіву – витягнутий прямокутник (рис. 2).

Якщо відомо, що звичайний розмір площі живлення рослини озимої пшениці при рядковій сівбі з міжряддям 15 см складає від 23 до 28 см<sup>2</sup>, то, очевидно, що співвідношення сторін прямокутної площі живлення буде рівним 1: 9 при середній відстані між рослинами в рядку 1,6...1,8 см.

Залежно від ширини міжрядь, довжину рядків на одному гектарі визначають за формулою:

$$L_p = 10000 : b_m, \quad (2)$$

де  $b_m$  – ширина міжрядь, м.

У випадку зернових сівалок СЗ-3,6А, СЗ-5,4, СЗ-10,8 довжина рядків на одному гектарі буде рівною:

$$b_m = 0,15 \text{ м}; L_p = 10000 : 0,15 = 66667 \text{ м пог.}$$

У випадку зернових сівалок СПУ-3, СПУ-4, СПУ-6 довжина рядків на одному гектарі буде рівною:

$$b_m = 0,125 \text{ м}; L_p = 10000 : 0,125 = 80000 \text{ м пог.}$$

У випадку вузькорядної сівалки СЗУ-3,6 довжина рядків на одному гектарі буде рівною

$$b_m = 0,075 \text{ м}; L_p = 10000 / 0,075 = 133333 \text{ м пог.}$$

Визначаємо кількість насіння, висіяного на одному гектарі за формулою:

$$N_{za} = L_p / t. \quad (3)$$

Для розрахунків приймемо середнє значення кроку між насінням

$$t = (1,6 + 1,8) : 2 = 1,7 \text{ см або } 0,017 \text{ м.}$$

$$N_{za} = 66667 : 0,017 = 3921588 \text{ шт.}$$

Визначимо площу живлення однієї рослини за формулою:

$$f_1 = 10000 : N_{za}. \quad (4)$$

$$f_1 = 10000 : 3921588 = 0,00255 \text{ м}^2.$$

У випадку зернових сівалок СЗ-3,6А, СЗ-5,4, СЗ-10,8 співвідношення сторін площі живлення космічними факторами буде рівною

$$0,15 : 0,017 = 8,82 \text{ тобто } 9:1.$$

У випадку зернових сівалок СПУ-3, СПУ-4, СПУ-6 крок між рослинами в рядку та співвідношення сторін будуть рівними:

$$t = 80000 : 3921588 = 0,0204 \text{ м;}$$

$$0,125 : 0,0204 = 6,13, \text{ тобто } 6:1.$$

У випадку вузькорядної сівалки СЗУ-3,6 крок між рослинами в рядку та співвідношення сторін будуть рівними:

$$t = 133333 : 3921588 = 0,034 \text{ м;}$$

$$0,075 : 0,034 = 2,205, \text{ тобто } 2:1.$$

Розрахунки співвідношення сторін площі живлення космічними факторами використаємо під час прогнозування тих значень ширини міжрядь, для яких розрахунки не проводилися. Результати прогнозування та моделювання представляємо у вигляді графіка (рис. 3).

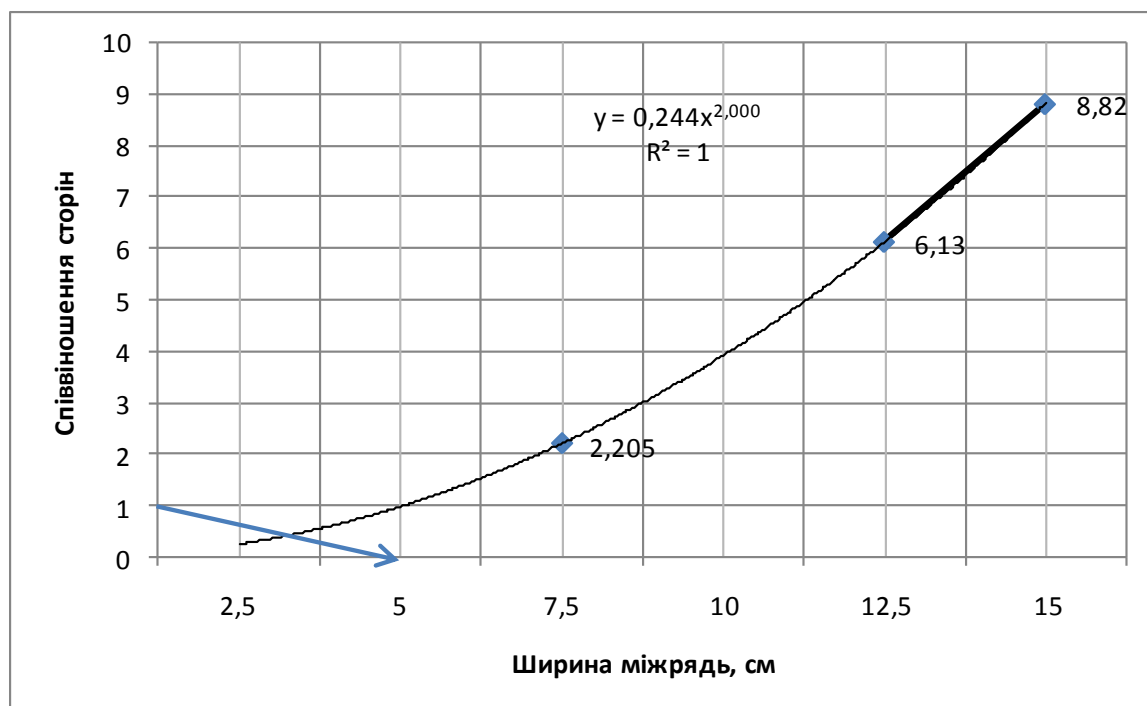


Рис. 3. Залежності співвідношення сторін площі живлення рослин озимої пшениці від ширини міжрядь.

Моделювання залежності співвідношення сторін площі живлення рослин озимої пшениці від ширини міжрядь з високою достовірністю ( $R^2 = 1$ ) показало, що вона описується степеневою функцією

$$y = 0,244x^2. \quad (5)$$

Якою має бути ширина міжрядь рядкової сівби зернових культур, щоб площа живлення мала форму квадрата, що найближче до „ідеального” розподілу насіння, а відповідно і рослин по площі поля?

Відповідь отримаємо шляхом інтерполяції графічної залежності (рис. 3). Аналіз графічних залежностей дозволив встановити, що оптимальне співвідношення сторін 1:1 можливе при ширині міжрядь 5 см.

Чисельний розв'язок матиме наступний вигляд:

$$10000 \text{ м}^2 : 3921588 = 0,00255 \text{ м}^2 \text{ або } 25,5 \text{ см}^2;$$

$$b_{\text{м оптим}} = t_{\text{оптим}} = \sqrt{25,5} = 5,05 \text{ см} \approx 5 \text{ см}.$$

Графічно, схема розміщення насіння на площі поля при „ідеальному” розподілі матиме наступний вигляд (рис. 4).

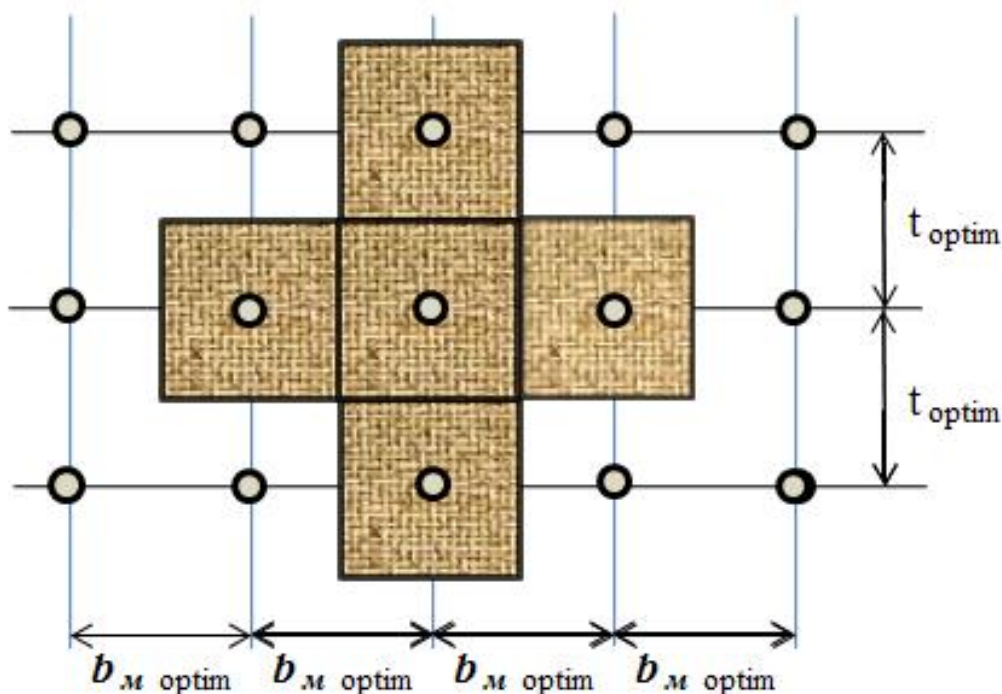


Рис. 4. Розміщення насіння при точній сівбі зернових з перспективою розробки сівалки координатного висіву.

За такої схеми розміщення насіння найближчими до кожної насінини є чотири насінини, які розміщені ортогонально: передня, задня, ліва і права. Проблемою координатної сівби є залежність оптимального значення ширини міжряддя від норми висіву насіння.

Більш реальним є рівномірне поперечне розміщення насіння з міжряддям  $b_{\text{м оптим}}$  та випадкове розміщенням насіння в рядку ( $t \rightarrow \text{var}$ ) (рис. 5). При такому розміщенні насіння площі живлення рослин будуть близькими до „ідеального” розподілу, але при цьому розподіл насіння по площі поля буде рівномірніший, ніж при сівбі з класичними міжряддями. Як для

першої (рис. 4), так і для другої схеми (рис. 5) розміщення насіння по площі поля справедливою є залежність оптимальної ширини міжрядь від норми висіву, яка описується рівнянням

$$b_{m \text{ optim}} = 10000 \sqrt{1 / N_{ca}} . \quad (6)$$

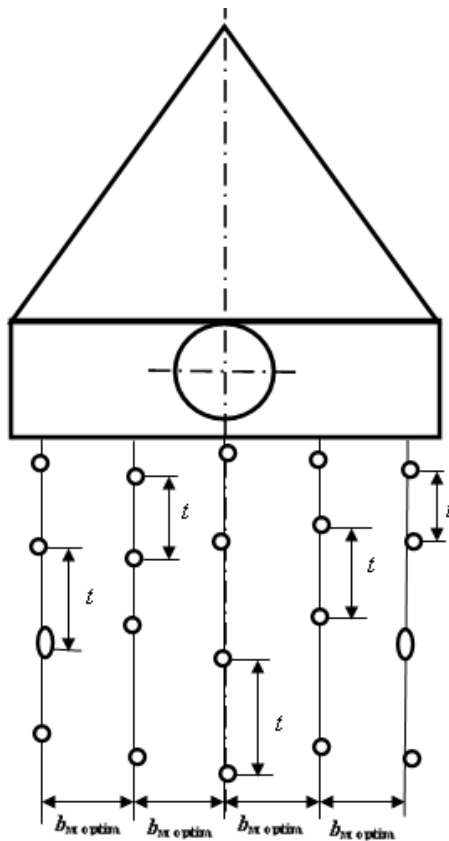


Рис. 5. Розташування насіння по площі поля при сівбі п'ятирядковими сошниками стерньової сівалки.

Сучасні технології вирощування зернових і зернобобових культур вимагають наступних норм висіву: озима пшениця – 3,5...5,5 млн. шт./га; тритікале озиме – 3,5...4,5 млн. шт./га; жито озиме – 3,8...4,2 млн. шт./га; пшениця яра – 5...6,5 млн. шт./га; ячмінь ярий – 4,5...5 млн. шт./га; овес – 4,5...5,5 млн. шт./га; горох – 1,3...1,5 млн. шт./га. Тому для розрахунків приймемо діапазон від 1 до 7 млн. шт./га [8]. Розрахунки виконані за допомогою програми, написаної авторами в середовищі Microsoft Excel 2007 і графічно проілюстровані (рис. 6).

Отримані результати дозволяють вибрати оптимальну ширину міжрядь  $b_{m \text{ optim}}$  при відомій нормі висіву насіння  $N_{ca}$  зернових і зернобобових культур. Ще 1899 року основоположник ґрунтозахисної системи землеробства, батько мінімалізації обробітку ґрунту Іван Євгенович Овсинський писав: „...необхідно було знайти спосіб сівби хлібного зерна густо, але разом з тим, щоби кожне зерно висівалось окремо, по одному...” [9].



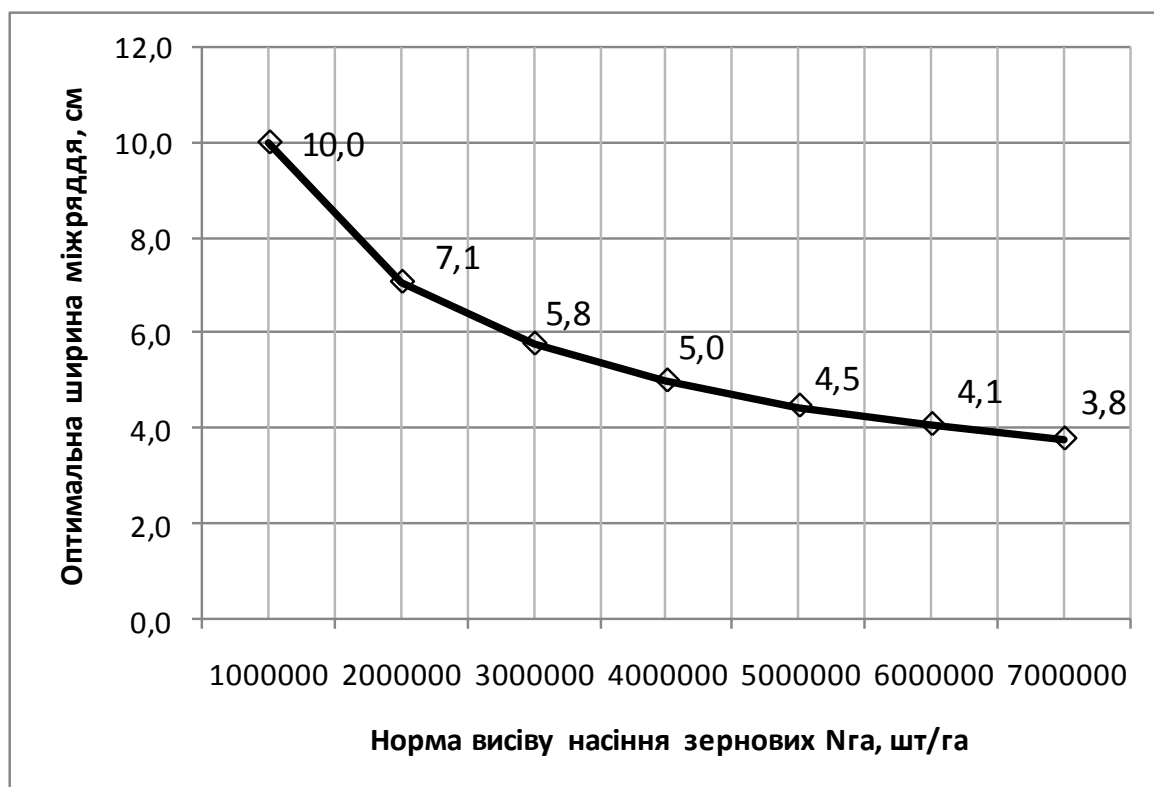


Рис. 6. Графік залежності оптимальної ширини міжрядь від норми висіву насіння зернових культур.

Ряд сучасних конструкції сівалок вітчизняного і зарубіжного виробництва, які використовують при технологіях вирощування зернових культур Mini-till і No-till, обладнують анкерними сошниками, які забезпечують смугову сівбу.

Дослідження останніх років показали, що ряд вчених продовжують вдосконалювати робочі органи сівалок для сівби зернових культур в напрямі покращання рівномірності розподілу насіння, а відповідно і рослин по площі поля. Так, зокрема, Заєць М.Л. [10] запропонував сіяти зернові культури смуговим (95...100 мм) способом сівалками, які обладнані анкерними сошниками з розподільниками, виконаними у вигляді брахистохрони – кривої найкоротшого спуску. Використання сівалок забезпечує підвищення урожайності зернових культур до 10% порівняно з рядковою сівбою.

Співробітниками ПДАТУ [7] запропоновано анкерний сошник, який здійснює суцільну підґрунтово-розкидну сівбу зернових культур стерньовими сівалками, використання яких забезпечує підвищення урожайності зернових культур на 13...15%. В обох випадках розподіл насіння по площі поля є випадковим, хоча рівномірність його розподілу є значно вищою, ніж при рядковій сівбі. Тому для сьогоденних та майбутніх дослідників є простір для покращання якості сівби зернових культур аж до ідеалу – координатного способу сівби.

*Висновки.* 1. Теоретичними дослідженнями виявлено, що форма площі живлення земними факторами не відповідає формі площі живлення рослини космічними факторами, а сучасні технології вирощування зернових культур вимагають використання техногенних факторів (добрива та пестициди).

2. Змодельовано залежність співвідношення сторін площі живлення рослин озимої пшениці від ширини міжрядь, яка описується квадратичною степеневою функцією. Аналіз отриманих графічних залежностей дозволив встановити, що оптимальне співвідношення сторін площі живлення 1:1 при нормі висіву 4 млн. шт./га можливе при ширині міжрядь 5 см.

3. Представлені розроблені схеми розміщення насіння зернових культур, що найближчі до „ідеального” розподілу насіння, а відповідно і рослин по площі поля які заслуговують на увагу інженерів-конструкторів сільськогосподарського машинобудування.

4. Отримана графічна залежність оптимальної ширини міжрядь від норми висіву насіння зернових культур дозволяє вибрати оптимальну ширину міжрядь  $b_{m \text{ optim}}$  при відомій нормі висіву насіння  $N_{za}$  зернових і зернобобових культур.

5. Для сьогоденних та майбутніх дослідників є простір для покращання якості сівби зернових культур аж до ідеалу – координатного способу.

#### Література

1. Семенов А.Н. Зерновые сеялки / А.Н. Семенов. – М.-К., Машгиз, 1959. – 315 с.
2. Вильямс В.Р. Почвоведение. Земледелие с основами почвоведения / В.Р. Вильямс. – М.: Сельхозгиз, 1947. – 344 с.
3. Ротмистров В.Г. Районы распространения корней у однолетних культурных растений в почве / В.Г. Ротмистров. – Одесса, Отчет Одесского опытного поля за 1907 г., 1909. – 156 с.
4. Еникеев Г.М. Новые способы посева / Г.М. Еникеев. – М.: Сельхозгиз, 1937. – 87 с.
5. Грищенко Ф.В. О результатах производственной проверки безрядковой (зерновой) сеялки / Ф.В. Грищенко, В.И. Шведков, В.С. Ломовицкий – // Труды Рязан. с.-х. ин-т. – Рязань, 1974. – С. 5-12.
6. Сошник для широкополосного посева: А.с. № 517283 (СССР) / В.А. Белодедов, А.В. Рудь, Т.М. Белодедова. – Опубликовано в Б.И., 1976, № 22.
7. Павельчук Ю.Ф. Обґрунтування параметрів сошників для сівби зернових культур підґрунтово-розкидним способом: Автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук. 05.05.11. / Ю.Ф. Павельчук. – Вінниця, 2009. – 28 с.

8. Технологія виробництва продукції рослинництва / С.П. Танчик, М.Я. Дмитришак, Д.М. Алімов, В.А. Мокрієнко, О.М. Миропольський, В.М. Гаврилюк. Підручник. – К.: Видавничий Дім „Слово”, 2008. – 1000 с.

9. Овсинский И.Е. Новая система земледелия / Перепечатка публикации 1899 г. (Киев, тип С.В. Кульженко). – Новосибирск, АГРО-СИБИРЬ, 2004. – 86 с.

10. Заєць М.Л. Обґрунтування параметрів сошників зернових сівалок: Автореф. дис. на здоб. наук. ступ. канд. техн. наук. 05.05.11. / М.Л. Заєць. – Вінниця, 2009. – 22 с.

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛОЩАДИ ПИТАНИЯ РАСТЕНИЙ ЗЕРНОВЫХ КУЛЬТУР ПРИ РАЗНЫХ СПОСОБАХ СЕВА**

В.В. Никитин

*Аннотация* - смоделирована площадь питания растений зерновых культур в зависимости от способа сева и агротехнологических условий их развития – земных и космических. Выполнена графическая интерпретация условий развития для отдельного растения. Смоделирована зависимость отношения сторон прямоугольника площади питания отдельного растения от ширины междурядья зерновых культур. Проанализирована возможность точного высева зерновых культур с перспективой разработки сошников для равномерного поперечного распределения семян.

## **DESIGN OF AREA OF FEED OF PLANTS GRAIN-CROPS AT DIFFERENT METHODS OF SOWING**

V. Nikitin

### *Summary*

In the article theoretical researches of area of feed of grain-crops are expounded depending on their method of sowing and agrotechnology terms of their development – earthly and space. Graphic interpretation of terms of development is done for a separate plant. Dependence of relation of sides of rectangle of area of feed of separate plant is set and analysed on the width of space between rows of grain-crops. The analysed possibility of the exact sowing of grain-crops is with the prospect of development of machine for the exact coordinate sowing.

УДК 631.331.1.024

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ СОШНИКІВ ДЛЯ ПІДГРУНТОВО-РОЗКИДНОЇ СІВБИ ЗЕРНОВИХ

Павельчук Ю.Ф., к.т.н.

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

**Анотація** - на основі теоретичних передумов досліджень процесу розподілу насіння зернових культур при підґрунтово-розкидному способі сівби визначено швидкість падіння насіння на відбивач, теоретично обґрунтовані параметри відбивача насіння та складено рівняння площин відбивача. Визначено вплив способу подачі насіння, довжини камери розсіву сошника та відбивача насіння на рівномірність його розподілу по площі живлення.

**Ключові слова** - підґрунтово-розкидна сівба, насіння, зернові культури, сошник, відбивач, площа живлення.

*Постановка проблеми* в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Одним із найважливіших технологічних заходів в аграрному виробництві є сівба сільськогосподарських культур, зокрема застосування підґрунтово-розкидного способу розподілу насіння по площі живлення. Найбільш гостро це питання стоїть при вирощуванні зернових культур, площа живлення яких вимагає раціонального використання поживних елементів ґрунту та сонячної енергії. Крім цього, це дає можливість зменшити застосування хімічних препаратів для боротьби з бур'янами внаслідок того, що останні біологічно пригноблюються культурними рослинами.

*Аналіз останніх досліджень і публікацій*, в яких започатковано розв'язання даної проблеми. Значний внесок для вирішення теоретичних досліджень та вдосконаленням робочих органів посівних машин для сівби зернових культур зробили: А.М. Семенов, Г.М. Бузенков, С.А. Ма, В.А. Сакун, М.І. Кльонін, Д.Г. Войтюк, П.В. Сисолін, М.О. Свірень, С.І. Шмат, Т.М. Белодедова, В.О. Белодедов, А.В. Рудь, та ін. [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7]. Розроблено ряд робочих органів посівних машин та розподільників насінневого матеріалу по ширині захвату сошника, визначені основні недоліки та запропоновані шляхи до їх усунення покращення якості роботи при висіві насіння зернових культур.

Однак, проблема підвищення ефективності використання всієї конструктивної ширини захвату сошників може успішно вирішуватися за умови застосування математичного обґрунтування технологічних параметрів елементів робочого органа [8, 9, 10, 11].

*Формулювання цілей статті* Встановлення оптимальних параметрів сошника для підґрунтово-розкидного розподілу насіння зернових культур і обґрунтування теоретичних та експериментальних параметрів відбивача насіння.

*Освітня частина.* Основними параметрами робочого органа сівалок для підґрунтово-розкидної сівби – сошника типу стрільчастої лапи культиватора є:

$2\gamma$  - кут, який визначає відхилення крил лапи (рис. 1 в);

$\beta$  - кут встановлення площини крила лапи до дна борозни;

$\alpha'$  - кут підйому скиби (кут входження сошника у ґрунт);

$B_0$  - ширина захвату сошника;

$\delta$  - ширина крила;

$a_1$  - висота підйому.

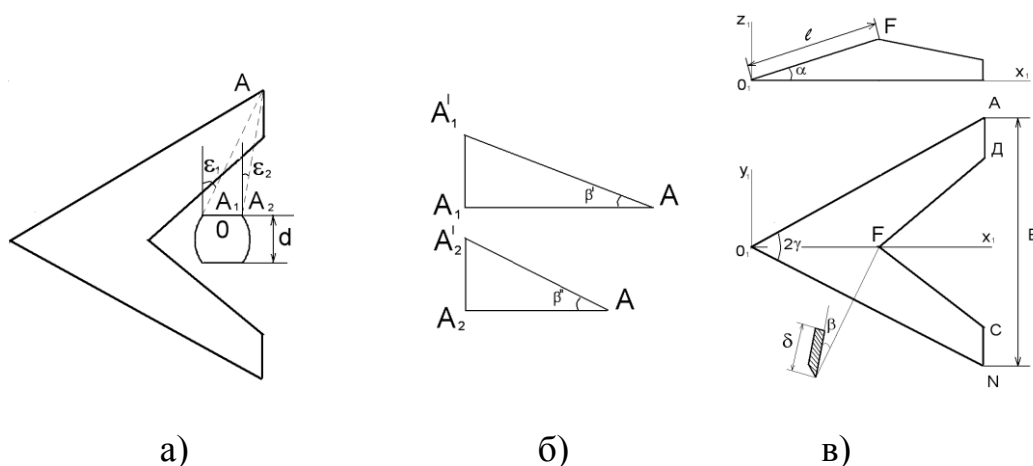


Рис.1. Схеми для визначення:

а, б – кута нахилу бокових поверхонь відбивача до горизонту;

в – геометрична характеристика наральника сошника.

Оскільки умови роботи культиватора на передпосівній культивції ґрунту та сівалки - культиватора при сівбі практично однакові, тому параметри  $\hat{A}_0$ ,  $2\gamma$ ,  $\beta$  лап сошників доцільно запозичити у культиваторної лапи. Кут  $\alpha'$  входження сошника у ґрунт пов'язаний з кутами  $\beta$  і  $\gamma$  співвідношенням [7]:

$$\operatorname{tg} \alpha' = \operatorname{tg} \beta \sin \gamma \quad (1)$$

Висота підйому  $a_1$  за даними Д. А. Сміловенко, дорівнює

$$a_1 = (0,4 - 0,6)h, \quad (2)$$

де  $h$  – глибина загортання насіння.

Довжина  $L$  грудей лапи пов'язана з кутами підйому та роздрібнення залежністю [8]

$$L = \delta \frac{\sin \beta}{\sin \alpha'}. \quad (3)$$

Стрільчаста лапа кріпиться до пустотілого стояка. В нижній частині стояка та в підсошниковому просторі розташовано розподільник насіння, призначення якого зводиться до спрямування насіння, яке поступає із стояка, вздовж крил лапи та рівномірному розподілу його по всій ширині захвату сошника. Підсошниковий простір, де проходить розподіл насіння, обмежений крилами лапи сошника та дном борозни.

Для визначення параметрів робочої поверхні відбивача складемо рівняння площин крил лапи у системі координат  $\hat{o}_1 \hat{o}_1 z_1$  (рис. 1 в). Нехай площина  $O_1 ADFCN$  обмежена горизонтальною проекцією крил лапи. Леза лапи будуть розташовані по лініях  $\hat{I}_1 \hat{A}$  і  $\hat{I}_1 N$ , а по лініях  $FD$  і  $FC$  – задній обріз крил лапи. Рівняння прямих  $\hat{I}_1 \hat{A}$  і  $O_1 N$ , які співпадають з лезами лапи, будуть мати вигляд рівняння прямих, що проходять через початок координат  $\hat{I}_1$ , з кутовим коефіцієнтом  $\hat{E}_1 = \pm tg \gamma$

$$y = \pm x tg \gamma. \quad (4)$$

Через прямі  $O_1 A$  і  $O_1 N$  проводимо площину під кутом  $\beta$  до координатної площини  $x_1 o_1 y_1$ . Запишемо їх рівняння, як рівняння площини в загальному вигляді

$$A_1 x + B_1 y + C_1 z = 0.$$

Поділивши обидві частини цього рівняння на  $\tilde{N}_1 (\tilde{N}_1 \neq 0)$ , одержимо

$$\frac{A_1}{C_1} x + \frac{B_1}{C_1} y + z = 0. \quad (5)$$

Нормальний вектор  $\bar{n}$  шуканих площин має координати

$$\bar{n} \left\{ \frac{A_1}{C_1}, \frac{B_1}{C_1}, 1 \right\}, \quad (6)$$

а координатний вектор  $\bar{n}_0$  горизонтальної площини -  $\bar{n}_0 \{0,0,1\}$ . Так як кут між цими площинами дорівнює  $\beta$ , то можна записати слідує рівність

$$\cos \beta = \frac{|\bar{n} \times \bar{n}_0|}{|\bar{n}| |\bar{n}_0|} = \frac{\frac{A_1}{C_1} \cdot 0 + \frac{B_1}{C_1} \cdot 0 + 1 \cdot 1}{\sqrt{\frac{A_1^2}{C_1^2} + \frac{B_1^2}{C_1^2} + 1} \sqrt{0^2 + 0^2 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{A_1^2}{C_1^2} + \frac{B_1^2}{C_1^2} + 1}}. \quad (7)$$

Для визначення двох невідомих коефіцієнтів  $\frac{\hat{A}_1}{\tilde{N}_1}$  з  $\frac{\hat{A}_1}{\tilde{N}_1}$  у рівнянні шуканої площини, складемо друге рівняння, яке враховує перпенди-

кулярність двох векторів: нормального вектора  $\bar{n}$  шуканої площини та вектора  $\overline{O_1M}$ , який лежить у цій площині та є направляючим вектором прямої  $\hat{I}_1A(\hat{\alpha}:\hat{\beta}:\hat{\gamma})$  ( $\hat{a}_1, \hat{a}_1, 0$ ) - довільна точка прямої  $\hat{I}_1A$ ). Вектор  $\overline{\hat{I}_1\hat{I}}$  має координати  $\overline{\hat{I}_1\hat{I}} = \{\hat{a}_1, \hat{a}_1, 0\}$ . з умови перпендикулярності одержуємо рівняння, яке шукали для визначення коефіцієнтів  $\frac{\hat{A}_1}{\hat{N}_1}$  з  $\frac{\hat{A}_1}{\hat{N}_1}$

$$a_1 \frac{A_1}{C_1} + \epsilon_1 \frac{B_1}{C_1} = 0. \quad (8)$$

Розв'язуємо одночасно рівняння (7) і (8). З рівняння (8) знаходимо

$$\frac{\hat{A}_1}{\hat{N}_1} = -\frac{\hat{a}_1}{\hat{a}_1} \cdot \frac{\hat{A}_1}{\hat{N}_1}. \quad (9)$$

Підставляємо його значення у рівняння (7) і одержуємо

$$\cos \beta = \frac{1}{\sqrt{\frac{A_1^2}{C_1^2} + \frac{a_1^2}{\hat{a}_1^2} \cdot \frac{\hat{A}_1^2}{\hat{N}_1^2} + 1}}. \quad (10)$$

Піднісши обидві частини рівняння до квадрату, і помноживши їх на квадрат знаменника, одержуємо

$$\cos^2 \beta \left( \frac{A_1^2}{C_1^2} + \frac{a_1^2}{\epsilon_1^2} \cdot \frac{A_1^2}{C_1^2} + 1 \right) = 1. \quad (11)$$

Згрупувавши члени з невідомими і винісши член  $\frac{\hat{A}_1^2}{\hat{N}_1^2}$  за дужки та використавши основну тригонометричну тотожність

$$\cos^2 \beta + \sin^2 \beta = 1, \quad (12)$$

$$\cos^2 \beta \cdot \frac{A_1^2}{C_1^2} + \cos^2 \beta \frac{a_1^2}{b_1^2} \cdot \frac{A_1^2}{C_1^2} + \cos^2 \beta = \cos^2 \beta + \sin^2 \beta,$$

$$\frac{A_1^2}{C_1^2} \cos^2 \beta + \cos^2 \beta \frac{a_1^2}{b_1^2} \cdot \frac{A_1^2}{C_1^2} = \sin^2 \beta, \quad (13)$$

$$\cos^2 \beta \left( 1 + \frac{a_1^2}{\epsilon_1^2} \right) \frac{A_1^2}{C_1^2} = \sin^2 \beta. \quad (14)$$

$$\frac{A_1^2}{C_1^2} = \frac{\sin^2 \beta}{\left( 1 + \frac{a_1^2}{b_1^2} \right) \cos^2 \beta}. \quad (15)$$

$$\frac{A_1^2}{C_1^2} = \frac{\epsilon_1^2 \operatorname{tg}^2 \beta}{a_1^2 + \epsilon_1^2}. \quad (16)$$

Як результат для  $\frac{\hat{A}_1}{\hat{N}_1}$  і  $\frac{\hat{A}_1}{\hat{N}_1}$  одержимо рівняння

$$\frac{A_1}{C_1} = \pm \frac{e_1 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{a_1^2 + e_1^2}}, \quad \frac{B_1}{C_1} = \pm \frac{a_1 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{a_1^2 + e_1^2}}. \quad (17)$$

Підставляємо одержані результати в рівняння площини і отримуємо

$$\pm \frac{d_1 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}} x \pm \frac{a_1 \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}} y + z = 0. \quad (18)$$

Помножимо дане рівняння на вираз  $\frac{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}}{\operatorname{tg} \beta}$ , одержимо рівняння площин крил лапи запишеться у такому вигляді

$$\pm e_1 x \mp a_1 y + z \frac{\sqrt{a_1^2 + e_1^2}}{\operatorname{tg} \beta} = 0. \quad (19)$$

Враховавши призначення відбивача суттєво припустити, що він має три робочі площини: дві бокові, які спрямовують насіння під кінці крил лапи та середню площину, яка спрямовує насіння на центральну площину смуги розсіву.

Кут  $\hat{A}_0$  між вертикальними площинами, в яких рухається насіння після удару до бокової площини відбивача, та поперечним напрямом визначається як середній між кутами  $\hat{A}_1$  і  $\hat{A}_2$  нахилу ліній  $\hat{A}_1\hat{A}$  та  $\hat{A}_2\hat{A}$  (рис. 1 а) до цього ж напрямку

$$E_0 = \frac{E_1 + E_2}{2}, \quad (20)$$

Кут  $\hat{A}_0$  визначає встановлення бокових площин відбивача горизонтальній площині. ( $\hat{A}_1$  і  $\hat{A}_2$  – передня та задня точки бокової стінки нижнього обрізу стояка сошника;  $\hat{A}$  – кінець крила лапи сошника. На рисунку 1 а аналогічні точки для лівого симетричного крила лапи не вказані). Кут нахилу цих площин може бути визначено, виходячи із необхідності спрямування відбитого насіння паралельно до площини крила лапи у перерізах  $\hat{A}_1\hat{A}$  та  $\hat{A}_2\hat{A}$ , щоб виключити удари насіння до кришки камери розсіву. При цьому кут  $\beta'_0$  між вектором швидкості відбитого насіння та горизонтом визначається як середнє значення (рис. 1, б)

$$\beta'_0 = \frac{\beta' + \beta''}{2}, \quad (21)$$

де  $\beta'$  і  $\beta''$  – кути нахилу крила лапи до горизонту відповідно у перерізах  $\hat{A}_1\hat{A}$  і  $\hat{A}_2\hat{A}$ .



При ударі насіння в поверхню відбивача, проекції швидкості падіння і відбивання на нормаль і дотичну до поверхні відбивача з врахуванням тертя пов'язані співвідношеннями [9]:

$$\frac{U_n}{V_n} = K, \quad \frac{U_\tau}{V_\tau} = 1 - \lambda, \quad (22)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт миттєвого тертя, який пов'язує дотичні швидкості падіння та відбивання насіння.

Із співвідношення (19) одержуємо

$$U_n = KV \cos \alpha, \quad U_\tau = (1 - \lambda)V \sin \alpha. \quad (23)$$

Тоді модуль швидкості відбивання буде дорівнювати

$$U = V \sqrt{K^2 \cos^2 \alpha + (1 - \lambda)^2 \sin^2 \alpha} \quad (24)$$

Кут нахилу вектора швидкості відбивання до нормалі дорівнює

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{U_\tau}{U_n} = \frac{1 - \lambda}{K} \operatorname{tg} \alpha \quad (25)$$

За результатами аналізу формул (19) та (20) можна зробити висновки, що модуль і напрямок швидкості  $v$  відбивання насіння залежить від коефіцієнтів  $K$  і  $\lambda$  - відновлення та миттєвого тертя насіння. Провівши аналогічні перетворення з рівнянням (20), одержимо значення кута нахилу бокової площини відбивача до горизонту з врахуванням тертя:

$$\alpha_\delta = \operatorname{arctg} \frac{1}{2} \left( \left( 1 + \frac{K}{1 - \lambda} \right) \operatorname{tg} \beta_0 + \sqrt{\left( 1 + \frac{K}{1 - \lambda} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \beta_0 + \frac{4K}{1 - \lambda}} \right) \quad (26)$$

Середня площина відбивання визначається таким чином, що лінія перетину її з горизонтальною площиною перпендикулярна до напрямку руху сошника і нахилена до дна борозни під кутом  $\alpha_{\bar{n}\delta}$ . При цьому величина кута  $\alpha_{\bar{n}\delta}$  повинна забезпечувати горизонтальність вектора  $\bar{U}$  швидкості відбитого насіння, що необхідно для зменшення горизонтальної складової абсолютної швидкості насіння в момент падіння його на дно борозни. Останнє необхідне, в свою чергу, для зменшення розкачування насіння по дну борозни, по ширині захвату сошника. При дослідженні відбивача доцільно використовувати циліндричні та конічні відбивачі, апроксимуючі робочі площини розглянутого відбивача. Перехід від призматичної поверхні відбивача до циліндричної і конічної поверхонь може бути здійснений лише тоді, коли:

- твірна циліндричної поверхні встановлюється паралельно ребрам призми. Радіус циліндра вибирається рівним середньому значенню між величинами радіусів двох сфер: однієї – описаної навколо трапеції (переріз призматичного відбивача площиною, перпендикулярною до її ребер), а другої – вписаної в цю трапецію.

- твірна канонічної поверхні нахилена до горизонтальної площини під кутом  $\alpha_k$ , який дорівнює середньому арифметичному кутів  $\alpha_\delta$  і  $\alpha_{cp}$  нахилу до горизонту бокових і середньої площини призматичного відбивача,  $\alpha_n = \frac{\alpha_\delta + \alpha_{cp}}{2}$ . Радіус основи конуса повинен бути більше радіуса вихідного отвору стояка сошника: це необхідно для того, щоб все насіння, яке виходить із стояка, попадало на робочу поверхню відбивача. Довжина твірної циліндричної і конічної поверхонь при вказаних кутах нахилу їх до горизонту береться такою, щоб поверхня відбивача виступала за контур горизонтального перерізу стояка сошника на 5-10 мм. Дотримання цієї вимоги забезпечить попадання насіння на робочу поверхню відбивача.

Висота встановлення відбивача у камері розсіву повинна забезпечувати дві вимоги:

а) зазор по висоті між нижнім вихідним отвором стояка сошника і поверхнею відбивача має забезпечувати вільний прохід насіння без забивання ним стояка;

б) зазор по висоті між нижнім зрізом відбивача та дном борозни повинен виключати забивання відбивача ґрунтом.

*Висновки* з даного дослідження. На основі теоретичних досліджень виведено аналітичні залежності взаємодії насіння з відбивачем і проведено розрахунок параметрів відбивача, які мають забезпечувати максимальну дальність польоту насіння після удару до його робочої поверхні та одночасно виключають удар насіння до площини крила лапи, при цьому коефіцієнт рівномірності розподілу насіння є оцінкою якості його розподілу по площі живлення.

#### Література

1. Семенов А.Н. Зерновые сеялки. – М.-К.: Машгиз. 1959. – 315 с.
2. Бузенков Г.М, Ма С.А. Машины для посева сельскохозяйственных культур. – М.: Машиностроение, 1976. – 272 с.
3. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – 3-е изд., перераб. И дополн. – М.: Колос, 1994. – 751 с.
4. Сільськогосподарські машини. Основи теорії і розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
5. Сисолін П, Бойко А. Нові машини для якісної сівби зернових культур // Техніка АПК. – 2005. - №3-4. – С. 6-7.
6. А.С. №517282 (СССР) Сошник для разбросного посева / В.А. Белодедов, А.В. Рудь, Т.М. Белодедова. – Опубликовано в Б.И., 1976. – Бюллетень №22.

7. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин / под ред. *Клецкина М.И.* -М.: Машиностроение, 1967, т.2. - 830 с.
8. *Березкин Е.К.* Курс теоретической механики. - М.; Моск. университет, 1974. - 646 с.
9. *Дунин-Барковский И.З.* Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений / *И.З. Дунин-Барковский, Н.В. Смирнов.* -М.: Наука, 1969. - 511 с.
10. *Волков В.А.* Приближенный расчет движения тел в сопротивляющейся среде / *В.А. Волков.* - М.: ЦБТИ тракт, и с.-х.машиностроения, 1959. - 17с.
11. *П.М. Василенко* Культиваторы: Конструкция, теория и расчет / *Василенко П.М., Бабий П.Т.* – К.: Укр. акад. с.-х. наук, 1961.- 239 с.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ СОШНИКОВ ДЛЯ ПОДПОЧВЕННО-РАЗБРОСНОГО ПОСЕВА ЗЕРНОВЫХ.

Ю.Ф. Павельчук

**Аннотация** - на основании теоретических предпосылок исследований процесса распределения семян зерновых культур при подпочвенно-разбросном способе посева определена скорость падения семян на отражатель, теоретически обоснованы параметры отражателя семян и составлено уравнение плоскости отражателя. Определено влияние способа подачи семян, длины камеры рассева сошника и отражателей семян на равномерность их распределения по площади питания.

## RESULTS OF RESEARCH OF SOSHNIKIV FOR GRAIN-CROPS TO SOWING OF GRAIN-GROWING

Y. Pavelchyk

### *Summary*

**On the theoretical basis of the seeds distribution investigation process by underground- scattered sowing method was fixed seed speed falling to the reflector, the theoretical substantiated parameters of seed reflector prism, and the technological plans of distributive ploughs means in underground-scattered seeding machines were elaborated. The influence means of seed sowing was fixed, the seeds types flowing distribution and seed reflector the regularity of seeds distribution on the nourishment area.**

УДК 621.43

## СИСТЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ АВТОМАТИЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПОТУЖНОСТІ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА

Рудь А.В., к.т.н.,

Думанський О.В., інж.

*Подільський державний аграрно-технічний університет*

**Анотація** - нами пропонується одна з досконалих функціональних схем системи автоматичного регулювання потужності дизельного двигуна для підвищення його завантаження. За умови, що середнє експлуатаційне завантаження автотракторного дизельного двигуна буде найвищим, то суттєво підвищується ефективність роботи машинно-тракторного агрегату. При цьому збільшиться продуктивність агрегату, суттєво зменшиться розхід пального та витрати коштів на виконання технологічної операції з вирощування тієї чи іншої сільськогосподарської культури.

**Ключові слова** - дизельний двигун, паливний насос, відцентровий регулятор, автоматичне регулювання, потужність, завантаження.

*Постановка проблеми.* Збільшення потужності машинно-тракторного агрегату висуває проблему поліпшення використання його потенційних можливостей. Відомо, що недовантаження двигуна знижує продуктивність машинно-тракторного агрегату і негативно впливає на паливну економічність [1, 2, 3, 4, 5].

*Аналіз останніх досліджень.* Дослідження, проведені вченими-дослідниками Водяником І.І., Николаенком А.В., Крутовим В.І., Долгановим К. Є. та іншими, показують значне підвищення експлуатаційної витрати палива під час роботи двигуна з неповним завантаженням [2, 3, 6, 7].

При вирощуванні сільськогосподарських культур технологічні операції виконуються машинно-тракторними агрегатами в умовах неповних або перемінних навантажень із-за коливань величини відбору потужності з боку споживача, що створює постійний дисбаланс з тією потужністю, яку розвиває дизельний двигун трактора та призводить до безперервних коливань частоти обертання колінчастого вала.

Серійні системи автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала з відцентровим всережимним регулятором мають просту конструкцію і надійні в роботі, проте часто не задовольняють вимоги агрегованих з ними машин та механізмів, особливо при недовантаженні дизельного двигуна трактора на часткових режимах його роботи.

Тому є необхідність в пошуках та розробці більш досконалих систем автоматичного регулювання потужності дизельного двигуна.

*Формулювання цілей статті.* Розробити функціональну схему системи автоматичного регулювання потужності дизельного двигуна трактора сільськогосподарського призначення з метою покращення завантаження двигуна і як наслідок підвищення його паливної економичності.

*Основна частина.* Для забезпечення відповідної потужності, яку розвиває дизельний двигун з потужністю споживача, тракторні дизельні двигуни обладнуються системами автоматичного регулювання частоти обертання колінчастого вала. Рівність потужностей забезпечується постійною величиною частоти обертання.

Для забезпечення цього система автоматичного регулювання включає ряд функціональних необхідних елементів, які взаємодіють між собою. Такими елементами є:

- дизельний двигун трактора, як об'єкт регулювання;
- всережимний відцентровий регулятор частоти обертання, його регулююча частина;
- паливний насос високого тиску;
- механізм передачі сигналу частоти обертання колінчастого валу на вал паливного насоса високого тиску і всережимного регулятора.

Вказані елементи складають базову функціональну схему системи автоматичного регулювання. Елементи з'єднані між собою координатами зв'язку, причому вихідна координата одного елемента є вхідною координатою другого елемента.

Основними елементами функціональної схеми системи регулювання потужності трактора сільськогосподарського призначення є дизельний двигун, функціональна схема якого показана на рисунку 1.

Вхідною координатою дизельного двигуна є дія зовнішнього навантаження з боку споживача його енергії і циклова подача, а вихідною координатою є частота обертання його колінчастого вала, регулюючий параметр. Вхідна координата по каналу дії зовнішнього навантаження викликає із збільшенням (зменшенням) зовнішнього навантаження, зменшення (збільшення) частоти обертання колінчастого вала  $\omega$ , регулюючого параметру.



Рис. 1. Схема системи регулювання дизельного двигуна трактора.

Вхідна координата по каналу циклової подачі, має позитивний вплив, тобто збільшення (зменшення) цього параметра при збільшенні (зменшенні) зовнішнього навантаження дає можливість вирівняти частоту обертання колінчастого вала, яка спостерігається при усталеному режимі. Другим функціональним елементом системи є всережимний відцентровий регулятор. Функціональна схема всережимного відцентрового регулятора показано на рисунку 2.

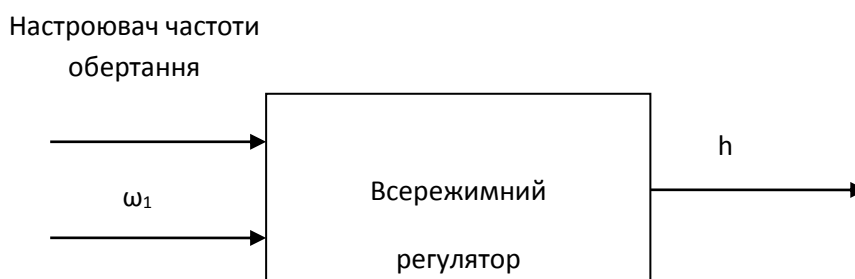


Рис. 2. Функціональна схема всережимного відцентрового регулятора.

В механічному всережимному регуляторі серійної системи автоматичного регулятора, де входною координатою є частота обертання колінчастого вала, змінено механізмом передач і друга входна координата по каналу дії настроювача швидкісних режимів дизельного двигуна. Вихідною координатою всережимного відцентрового регулятора є переміщення рейки паливного насоса високого тиску. Вхідна координата від настроювача і від колінчастого вала мають позитивну величину, при якій із збільшенням сигналів настроювача і частоти обертання, вихідна величина збільшується.

Наступним елементом базової системи регулювання є паливний насос високого тиску з входною координатою у вигляді переміщення рейки паливного насоса високого тиску і частоти обертання колінчастого вала а вихідною координатою є циклова подача палива (рис. 3).

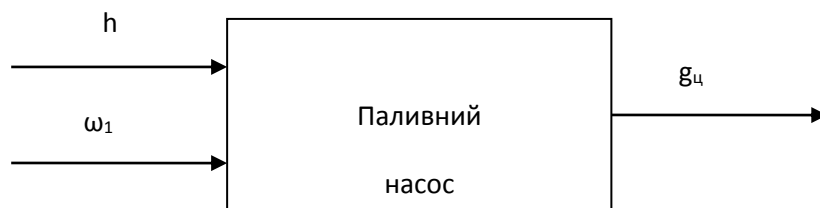


Рис. 3. Функціональна схема паливного насосу.

Координати зв'язку між частотою обертання колінчастого вала, валом регулятора і паливного насосу змінюється механізмом передачі, функціональна схема якого показана на рисунку 4.

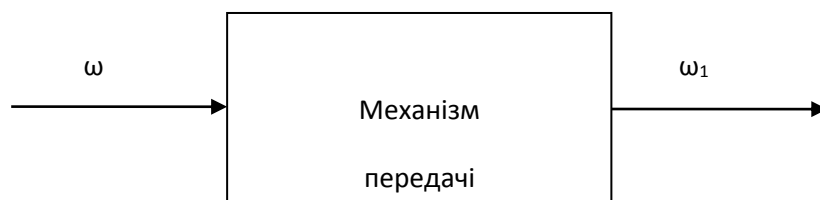


Рис. 4. Функціональна схема механізму передачі.

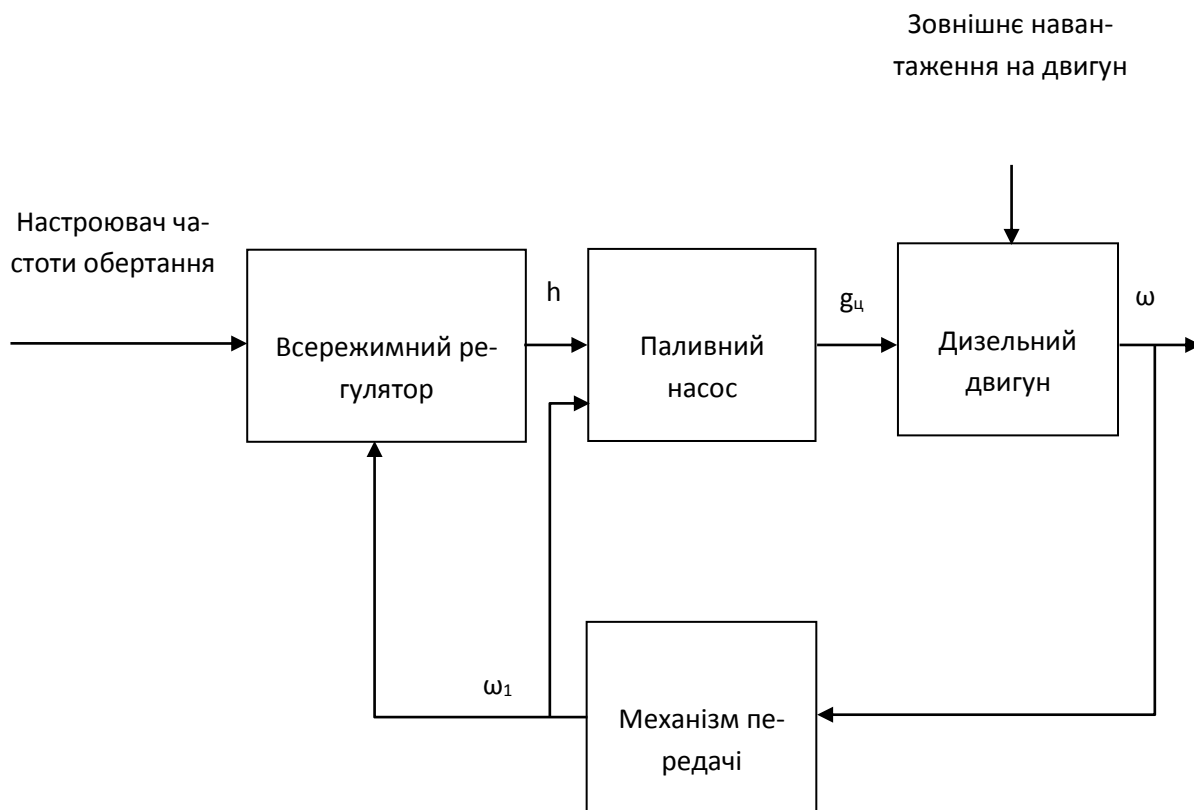


Рис. 5. Функціональна схема базової системи автоматичного регулювання частоти обертання дизельного двигуна трактора.

Розглянуті елементи, що зв'язані між собою вхідними і вихідними координатами, утворюють функціональну схему базової системи автоматичного регулювання частоти обертання дизельного двигуна трактора (рис 5).

Функціональна схема базової системи автоматичного регулювання складається з трьох контурів:

- замкнутого контуру, куди входить всережимний регулятор, паливний насос високого тиску і дизельний двигун трактора, які мають зворотний зв'язок з механізмом передачі шестеренчастого типу;

- розімкненого контуру по каналу дії зовнішнього навантаження, куди входить тільки дизельний двигун;

- розімкнений контур по каналу дії настрювача частоти обертання дизельного двигуна, який містить всережимний відцентровий регулятор, паливний насос високого тиску і власне сам двигун.

Контур по каналу дії навантаження безперервно працює обумовлюючи зміну частоти обертання, а замкнений контур безперервно забезпечує зміну циклової подачі та підтримування постійної частоти обертання колінчастого вала спричинену відхиленням зовнішнього навантаження.

Контур настрювання частоти обертання функціонує в процесі задавання необхідної частоти обертання в залежності від виду технологічного процесу, маневрування тощо.

Працюючи за наведеною функціональною схемою, система автоматичного регулювання забезпечує високі техніко-економічні показники дизельного двигуна тільки на зовнішній регуляторній характеристиці.

Для покращення вихідних техніко-економічних показників тракторного дизельного двигуна при недовантаженні, пропонується у базову функціональну схему додатково ввести у вигляді окремої приставки, коректор потужності. Функціональна схема коректора потужності показана на рисунку 6.

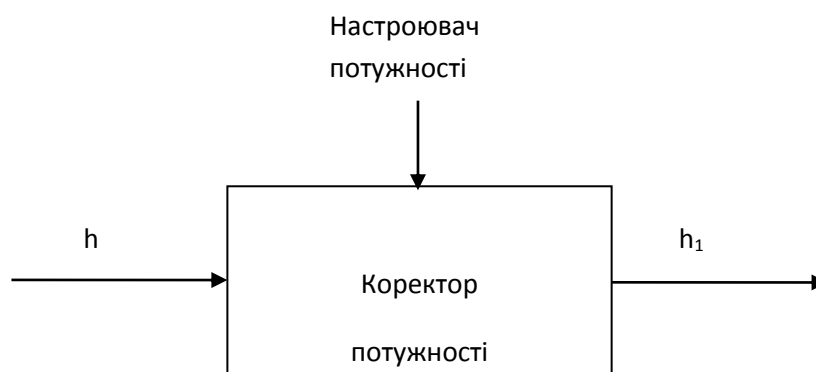


Рис.6. Функціональна схема коректора потужності



Вхідною координатою коректора потужності є вихідна координата всережимного регулятора, тобто, переміщення рейки паливного насоса  $h$  і координата настроювання потужності, а вихідною координатою - переміщення  $h_1$  рейки паливного насосу високого тиску.

Для коректування регуляторної характеристики системи автоматичного регулювання на часткових режимах необхідно змінювати циклову подачу палива  $g_{ц}$  шляхом зміни переміщення рейки паливного насоса  $h_1$ . Тому вихідну координату відцентрового всережимного регулятора  $h$  за допомогою коректора потужності змінюємо на  $h_1$ , в такому випадку запропонована функціональна схема системи автоматичного регулювання матиме вигляд показаний на рисунку 7.

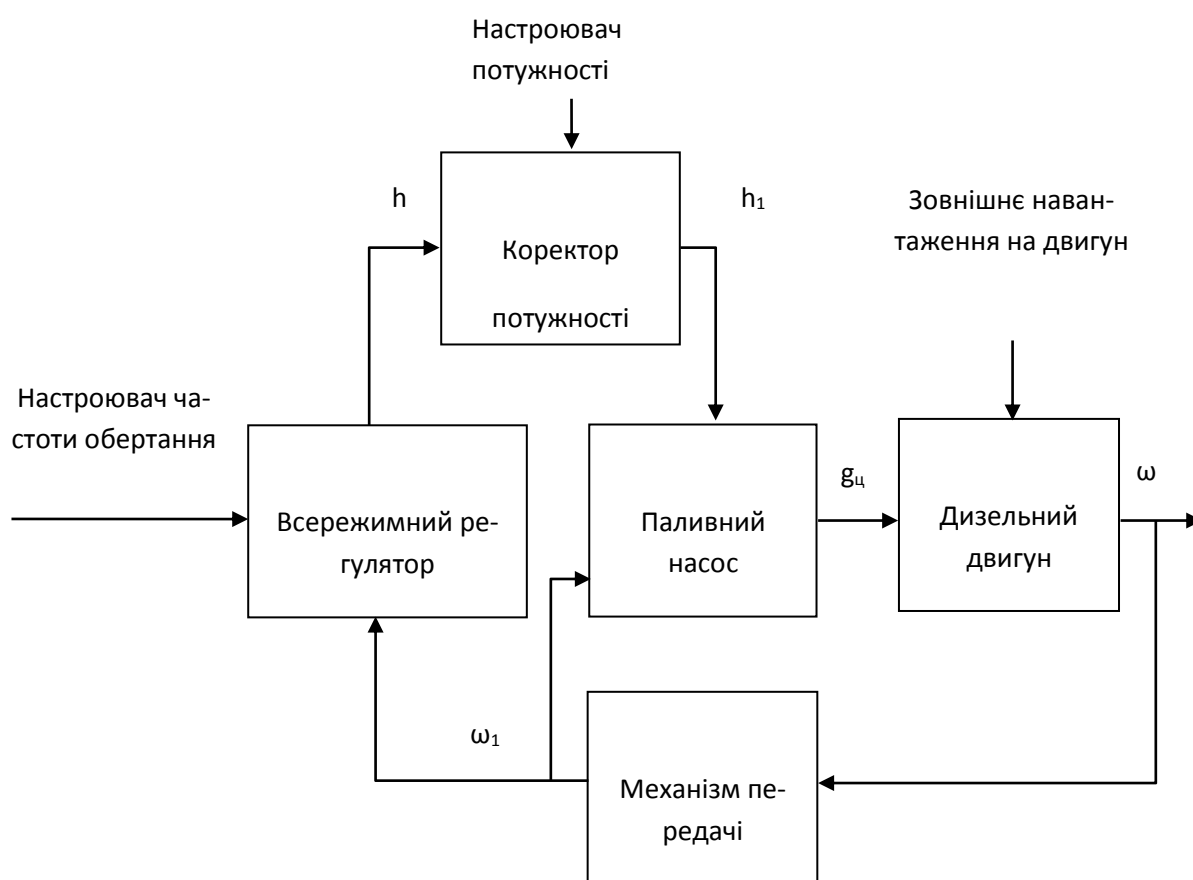


Рис. 7. Функціональна схема системи регулювання потужності тракторного дизеля:

$h$  - переміщення вихідного важеля всережимного регулятора;

$h_1$  - переміщення рейки паливного насоса;

$g_{ц}$  - циклова подача палива;

$\omega$  - частота обертання колінчастого вала дизельного двигуна;

$\omega_1$  - частота обертання вала всережимного регулятора.

Як видно з рисунку 7 функціональна схема базової системи автоматичного регулятора змінюється на паралельно залучений розімкнений контур, який включає коректор потужності.

Відповідно до схеми система автоматичного регулювання працює наступним чином.

При постійному і незмінюваному настроюванні частоти обертання колінчастого вала дизельного двигуна і дії зовнішнього навантаження на двигун регульований параметр через механізм передачі передається у всережимний регулятор і паливний насос, забезпечуючи циклову подачу при якій регульована величина  $\omega$  залишається постійною.

При недовантаженні дизельного двигуна шляхом настроювання частоти обертання колінчастого вала на понижений швидкісний режим на коректор потужності поступає сигнал, який приводить у відповідність переміщення рейки  $h_1$  паливного насосу до циклової подачі, при якій зберігається степінь нерівномірності системи автоматичного регулювання та понижується вихідна потужність дизельного двигуна.

*Висновок.* Розроблена і запропонована нами функціональна схема системи автоматичного регулювання потужності дизельного двигуна трактора сільськогосподарського призначення забезпечує збільшення коефіцієнта завантаження двигуна і як наслідок підвищенню його паливної економічності.

#### Література

1. Эксплуатация машинно-тракторного парка. *Бондаренко Н.Г.* – 2-е изд., доп. и перераб. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1984. – 232 с.
2. *Водяник І.І.* Шляхи збільшення завантаження двигунів з метою підвищення паливної економічності тракторів / Наукові праці Кам'янець-Подільського державного університету. Вип. 3, том 1, 2004. - С. 218-220.
3. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. – М.: Колос. 1984. – 335 с.
4. *Божок А.М., Майсус В.В.* Можливості і способи регулювання потужності дизеля машинно-тракторного агрегату / Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. №15, 2007. - С. 489-493.
5. *В.І. Дуганець, В.В. Майсус, О.В. Думанський.* Підвищення завантаження дизельного двигуна за допомогою удосконаленого автоматичного регулятора. / Збірник наукових праць Подільського державного аграрно-технічного університету. Вип. №15, 2007. - С. 504-506.
6. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания *Крутов В.И.* - М.: Машиностроение, 1968. - 535 с.
7. *Долганов К.Е.* Гидравлическая система регулирования авто-

мобильных и тракторных дизелей: Дис. докт. техн. наук – Киев, КАДИ, 1974. – 437 с.

8. *Божок А.М.* Підвищення ефективності експлуатації МТА /*А.М. Божок* // Аграрна наука – селу. Наукові розробки, рекомендовані виробництву Південно-західного регіону України. Випуск 5, Чернівці „Буковина”, 1997. – С. 88-92.

9. *Майсус В.В.* Вибір економічних режимів роботи машинно-тракторних агрегатів /*В.В. Майсус* // Збірник наукових праць Подільської державної аграрно-технічної академії. Вип. №8, 2000. - С. 413-414.

## **СИСТЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ**

А.В. Рудь, А.В. Думанский

*Аннотация* - нами предлагается одна из совершенных функциональных схем системы автоматического регулирования мощности дизельного двигателя ради повышения загрузки двигателя. При условии, что средняя эксплуатационная загрузка автотракторного дизельного двигателя будет наивысшей, то существенно повышается эффективность работы машинно-тракторного агрегата. При этом увеличится производительность агрегата, уменьшатся затраты горючего и затраты денежных средств на выполнение технологической операции выращивания той или иной сельскохозяйственной культуры.

## **SISTEMY OF МОДЕЛИРОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЕ МОЩНОСТИ DIESEL ДВИГАТЕЛЯ**

A. Rud', A. Dumanskiy

### *Summary*

We are offer one of perfect functional diagrams of the system of automatic control of diesel engine power for the sake of increase of loading of engine. On condition that the middle operating loading of motor-vehicle and tractor diesel engine will be the greatest, then efficiency of work of машинно-тракторного asm rises substantially. The productivity of asm will be increased thus, substantially позхід of fuel and expense of money will diminish on implementation of technological operation from growing of that or other agricultural culture.

УДК 699.866

**МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ІЗОЛЯЦІЇ БУДІВЕЛЬ**

Алексеев В.В., к.т.н.,

Зубкова К.В., інж.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 44-02-74

**Анотація** – в роботі приведений алгоритм розрахунку теплової ізоляції будівель.

**Ключові слова** – розрахунок теплової ізоляції, загальний опір теплопередачі зовнішніх стін термічний опір теплопередачі внутрішньої поверхні стіни.

*Постановка проблеми.* Сучасна будівля повинна забезпечити людині комфортне існування при мінімальних витратах матеріальних і енергетичних ресурсів. Ці дві протилежні задачі вирішуються раціональним вибором огорожувальних конструкцій будинків (матеріалу, товщини і інше) та системи опалення і вентиляції. Складність вирішення цієї проблеми полягає в тому, що вона має не тільки технічне, а й економічне підґрунтя: чим більші капітальні витрати (на будівельні і ізоляційні матеріали), тим менші втрати теплоти через огорожувальні конструкції, тим менші витрати на опалення. Тому при дешевих паливах в нормативно-технічній документації закладалися занижені вимоги до теплотехнічних показників будинків (СНиП II – 3 – 79). При різкому підвищенні цін на палива вимоги до теплотехнічних показників будинків теж були підвищені.

*Аналіз останніх досліджень.* Згідно СНиП II – 3 – 79 загальний опір теплопередачі зовнішніх стін розраховується не із теплоізоляційних показників, а із санітарно-гігієнічних вимог в приміщенні, по формулі:

$$R_{q\text{мін}} = \frac{n \cdot R_v \cdot (t_v - t_n)}{\Delta t_n}, \quad (1)$$

де  $n$  – коефіцієнт, який залежить від положення зовнішнього огороження по відношенню до зовнішнього повітря (для зовнішніх стін  $n = 1$ );

$R_b$  – термічний опір теплопередачі внутрішньої поверхні стіни

$$R_b = \frac{1}{\alpha_b} = \frac{1}{8,7} = 0,115 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}};$$

$t_b$  – розрахункова температура внутрішнього повітря ( $t_b = 18 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$t_n$  – розрахункова температура зовнішнього повітря ( $t_n = -19 \text{ }^\circ\text{C}$ );

$\Delta t_n$  – допустима за санітарно-гігієнічними вимогами різниці між температурою внутрішнього повітря і приведеною температурою внутрішньої поверхні стіни ( $\Delta t_n = 6 \text{ }^\circ\text{C}$  – згідно із СНиП II – 3 – 79).

Підставляючи ці дані в формулу, отримуємо

$$R_{q_{\text{мін}}} = \frac{1 \cdot 0,115 \cdot (18 + 19)}{6} = 0,67 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Яка ж товщина стіни із силікатної цегли забезпечує цю величину опору теплопередачі?

Так як

$$R_b = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2)$$

де  $\delta$  – товщина стіни, м;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності,  $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ , то для стіни, побудованої із

силікатної цегли ( $\lambda = 0,76 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ),

$$\delta = R \cdot \lambda,$$

$$\delta = 0,67 \cdot 0,76 = 0,51 \text{ м.}$$

Ця товщина стін і була закладена в будівельні норми.

Згідно із нинішніми нормами [1] для зовнішніх стін опір теплопередачі  $R_{q_{\text{мін}}}$  становить  $2,5 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$ . Тобто, для стіни із сухої силікатної цегли товщина буде становитиме  $\delta = R \cdot \lambda = 2,5 \cdot 0,76 = 1,9 \text{ м}$ .

Якщо цегла має вміст води в умовах експлуатації  $W = 4 \%$  (що відповідає кліматичній зоні розташування Мелітополя), то необхідна товщина стін збільшується до  $\delta = 2,5 \cdot 0,87 = 2,2 \text{ м}$ .

Цілком очевидно, що виконати вимоги до теплотехнічних показників за рахунок тільки збільшення товщини стін нераціонально.

Товщина стін із залізобетону ( $\lambda = 2,04 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ ) повинна бути не менша

ніж  $\delta = 5,1 \text{ м}$ . Звідки можна зробити висновок, що вимоги Норм [1] можуть бути виконані тільки за рахунок використання теплоізоляційних матеріалів.

*Формулювання цілей статті.* Метою роботи є розробка алгоритму розрахунку теплової ізоляції будівель.

*Основна частина.* Вимоги Норм [1] є обов'язковими для юридичних і фізичних осіб, суб'єктів підприємницької діяльності на території України незалежно від форм власності та відомчої незалежності.

При проектуванні нових і капітальній реконструкції старих будівель теплотехнічні показники розраховуються проектними організаціями згідно ДБН В.2.6-31:2006. Але часто виникає потреба утеплити будівлю або її окремі конструкції (стіни, вікна, двері і т.п.) не звертаючись до проектних організацій. Якщо при цьому не робити розрахунків, а керуватися інтуїцією, порадами друзів або модою, то витрати на матеріали і роботу можуть бути доволі значними, а отриманий ефект теплосбереження мізерними.

Приведемо алгоритм розрахунків.

1. Розраховується опір теплопередачі кожної термічно однорідної непрозорої конструкції за формулою:

$$R = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n R_i + \frac{1}{\alpha_3} = \frac{1}{\alpha_B} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_3}, \quad (3)$$

де  $\alpha_B, \alpha_3$  – коефіцієнти тепловіддачі внутрішньої і зовнішньої поверхонь огорожувальної конструкції,  $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$ , які приймаються згідно додатку Е [1];

$R_i$  – термічний опір  $i$ -го шару конструкції,  $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$ ;

$\lambda_i$  – теплопровідність матеріалу  $i$ -го шару конструкції в розрахункових умовах експлуатації,  $\frac{Вт}{м \cdot К}$ , додатку Л [1].

2. Згідно таблиці 1 обирається опір теплопередачі прозорих конструкцій (вікон, балконів і т.ін.),  $\frac{м^2 \cdot К}{Вт}$ .

3. Розраховуються втрати тепла через кожну огорожувальну конструкцію,  $Вт$ :

$$Q = \frac{1}{R} \cdot F \cdot (t_B - t_3), \quad (4)$$

де  $F$  – площа поверхні кожної огорожувальної конструкції,  $м^2$ ;

$t_B$  – розрахункова температура внутрішнього повітря,  $^{\circ}С$ , згідно додатку Г [1];

$t_3$  – розрахункова температура зовнішнього повітря,  $^{\circ}С$ . Вибирається залежно від температурної зони: для Мелітополя  $t_3 = -20^{\circ}С$ .

4. Знаходяться сумарні втрати тепла через усі огорожувальні конструкції і проводиться їх аналіз.

5. Знаходяться найбільш «слабкі» місця, які потребують утеплення.

6. Вибирається метод утеплення (заміна вікон, дверей, утеплення стін теплоізоляційними матеріалами, створення замкнутого повітряного прошарку).

7. Вибираються теплоізоляційні матеріали і розраховуються їх товщини, які забезпечують мінімально допустимі значення опору теплопередачі, згідно  $\Gamma$  [1]:

$$\delta_{iz} \geq \lambda_{iz} \left( R_{qmin} - \frac{1}{\alpha_B} - \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} - \frac{1}{\alpha_3} \right).$$

*Висновки.* В роботі обґрунтовано алгоритм розрахунку теплової ізоляції будинків. Встановлено, що виконати сучасні вимоги до теплотехнічних показників будинків за рахунок зміни товщини конструкційних матеріалів, без зміни їх властивостей, неможливо. Вибір типу теплоізоляційних матеріалів, їх товщини базується на забезпеченні мінімально допустимих значень опору теплопередачі.

#### Література

1. Державні будівельні норми України. Теплова ізоляція будівель. ДБН В.2.6-31:2006. Мінбуд України, Київ, 2006.

2. *Захаров А.А.* Применение теплоты в сельском хозяйстве./ *А.А. Захаров* – М.: Агропромиздат, 1986.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ИЗОЛЯЦИИ ЗДАНИЙ

В.В. Алексеев, Е.В. Зубкова

**Аннотация** – в работе приведен алгоритм расчета тепловой изоляции сооружений.

## DESIGN OF THERMAL ISOLATION OF BUILDINGS

V. Alekseev, E.Zubkova

### *Summary*

**The algorithm of calculation of thermal isolation of buildings is resulted in work.**

УДК 631.333:631.82

## МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВІДЦЕНТРОВОГО РОЗКИДАЧА МІНЕРАЛЬНИХ ДОБРИВ

Кобець А.С., к.т.н.,

Нагієва Н.О., інж.

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

**Анотація** – розглянуто стан, перспективи розвитку конструкцій розкидачів мінеральних добрив відцентрового типу та нові конструкційні рішення машин для внесення мінеральних добрив виробництва відомих фірм.

**Ключові слова** – моделювання, розкидач, мінеральні добрива, приріст урожаю.

*Постановка проблеми.* Мінеральні добрива є одним із найважливіших засобів інтенсифікації сільського господарства [1]. Застосування добрив у поєднанні з іншими прийомами агротехніки (чергування культур у сівозміні, обробіток ґрунту, догляд за посівами та ін.) є беззаперечним заходом підвищення врожайності всіх сільськогосподарських культур, а також поліпшення родючості ґрунтів. Машини для внесення мінеральних добрив повинні досить точно (рівномірно) їх вносити. На сьогодні деякі параметри перевищують допустимі вимоги. Так, нерівномірність по ширині захвату у машин вітчизняного виробництва досягає 60-80%, що призводить до зниження ефективності дії добрив [2], машини зарубіжного виробництва з дисковими відцентровими робочими органами, забезпечують ширину захвату 5-36 м при нерівномірності внесення 7-15%.

Формулювання цілей статті. Проаналізувати сучасні конструкції розкидачів відцентрового типу для внесення мінеральних добрив та встановити шляхи удосконалення розкидачів.

*Основна частина.* Мінеральні добрива (МД) за фізичним станом поділяються на тверді й рідкі. За вмістом основних елементів живлення добрива поділяють на прості і складні [3,4].

Всі добрива згідно хімічного стану поділяються на чотири групи: мінеральні; органічні; органо-мінеральні; бактеріальні.



Агрономічне призначення розділяє добрива на прямої дії, які вносять для живлення рослин та непрямой дії, для поліпшення фізико-хімічних властивостей ґрунтів (гіпс, вапно). Основними способами внесення добрив є розкидний і локальний.

Розкидне внесення передбачає суцільний рівномірний розподіл їх по поверхні з наступним загортанням у ґрунт при основному, передпосівному і посівному внесеннях, а також як підживлення.

Спосіб внесення добрив залежить від того, яка задача ставиться перед нами (або виробником). Якщо необхідно забезпечити якісний склад ґрунту, як середовище для живлення культурних рослин, то ми прагнемо, щоб всі частинки добрив були рівномірно розташовані в ґрунті. Якщо ми ставимо перед собою мету - добриво, яке вноситься, є джерелом живлення рослин, то його необхідно розмістити в ґрунті таким чином, щоб воно було легкодоступним активній частині кореневої системи і в той же час запобігти доступу з великим об'ємом ґрунтових частинок, так як це може сприяти надмірному зв'язуванню добрив ґрунтом з пониженням доступу їх рослинам.

Наукою та практикою доведено [5], що для досягнення максимальної ефективності МД необхідно виконання наступних вимог до техніки їх внесення:

- рівномірне розташування добрив по площі поля;
- скорочення тривалості термінів від внесення добрив в ґрунт до початку використання їх рослинами;
- обмеження ступеню переміщення водорозчинних форм добрив з ґрунтом;
- оптимальна глибина загортання добрив у ґрунт;
- оптимальне просторове розміщення добрив відносно посівних рядків і кореневої системи рослин.

Нерівномірний розподіл добрив на поверхні поля зумовлює строкатість урожайності, різні строки дозрівання культур, вилягання, погіршення якості продукції.

Якість внесення добрив характеризується наступними показниками: відповідність фактичної дози добрив від заданої; рівномірність розсіювання добрив по поверхні ґрунту.

При внесенні тукосумішей для оцінки якості розташування їх по поверхні ґрунту на ряду з перерахованими показниками використовують додатковий показник, який характеризує зміни співвідношення поживних речовин  $N:P_2O_5$ ,  $N:K_2O$  та  $P_2O_5:K_2O$  на дослідних площах розміром  $0,5 \times 0,5$  м.

У відповідності до агротехнічних вимог фактична середня доза добрив повинна відрізнятися від заданої не більше ніж на  $\pm 10\%$ .

Показник нерівномірності внесення добрив (який оцінюється коефіцієнтом варіації) в виробничих умовах при оцінці якості

внесення МД авіаційною технікою та машинами з відцентровими розсіювальними апаратами не повинні перевищувати 25% і 15% для туккових сівалок, а при розсіюванні хімічних меліорантів пневморозкидачами типу АРУП-8 він не повинен бути більш 30% [6].

Не допускаються розриви між суміжними проходами машин і необроблені ділянки поля. Перекриття в стикових проходах повинно складати 5% від ширини захвату агрегату. Поворотні смуги засівають добривами з тією ж нормою висіву, що і основне поле [6, 7].

Дуже важливо визначити оптимальну дозу добрив, яка забезпечить отримання запланованого врожаю. Чим вище планується врожай, тим більша передбачається доза добрив. При цьому слід враховувати, що відсутня пряма пропорційність між збільшенням дози добрив та підвищенням врожаю [1]. Ми можемо спостерігати графічну залежність (рис.1) підвищення врожайності від внесеної діючої речовини на 1 га [8].

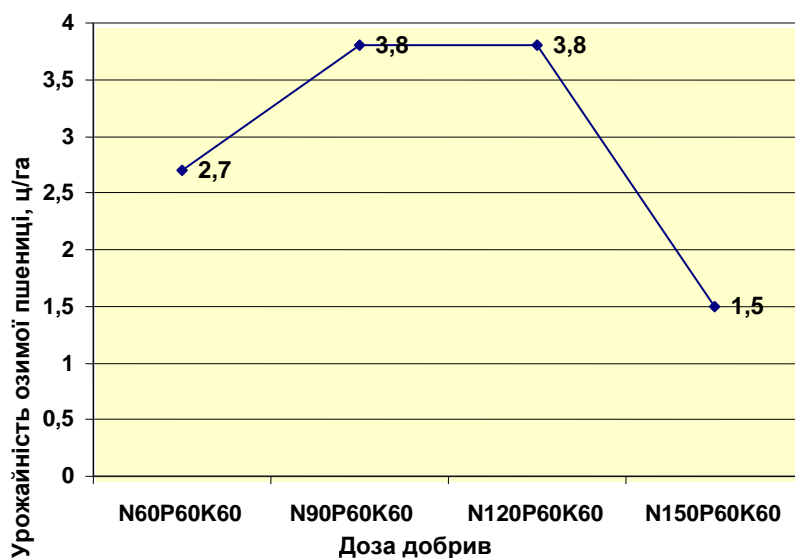


Рис. 1. Приріст урожаю озимої пшениці від дози внесення азотних добрив.

Правильне та ефективне використання МД сприяє не тільки отриманню високого врожаю [9], а і покращення його якості (рис.2).

В сучасному інтенсивному землеробстві високий рівень врожаю супроводжується винесенням поживних речовин з ґрунту. Згідно законів збереження маси, для повернення родючості ґрунту, поживні речовини повинні повертатись в ґрунт не в меншій, а в більшій кількості. Для правильного використання МД необхідно знати винесення елементів живлення зерновими культурами з ґрунту [21].

Традиційна технологія внесення добрив не повністю відповідає цим вимогам. Вона складається з двох самостійних операцій: розкидання добрив по поверхні поля та загортання їх у ґрунт. Перша опера-

ція виконується головним чином з допомогою відцентрових розкидачів, яким властива висока продуктивність, дешевизна у виготовленні і експлуатації, обладнаних об'ємними кузовами, зручними для механізованого завантаження [5, 11].

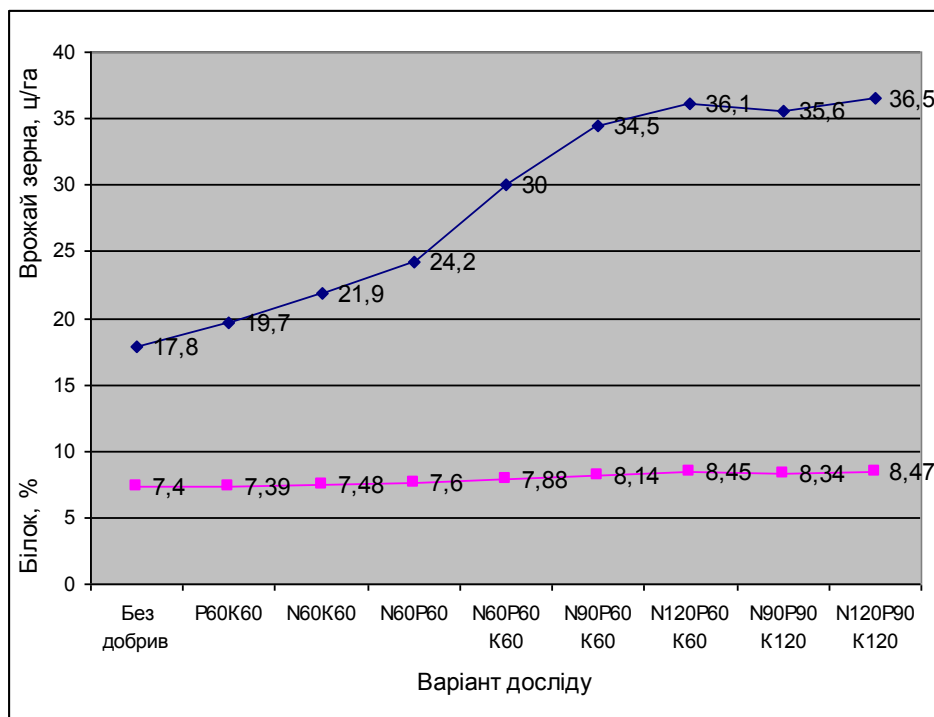


Рис. 2. Вплив мінеральних добрив на врожай зерна озимого жита та вміст у ньому білку.

Відцентрові апарати характеризуються значною сепарацією одnobічних добрив на фракції, а змішаних – на компоненти [10]. Широкому розповсюдженню розкидних машин сприяє простота конструкції, мала питома металоємність, висока їх продуктивність та надійність технологічного процесу [11]. Нерівномірність досягає 60-80%, що приводить до зниження ефективності азотних добрив на 45-50%, фосфорних на 15%, калійних та складних на 36-40% [2]. Значна нерівномірність розподілу МД за шириною захвату розкидачів відцентрового типу пояснюється балістичними властивостями часток добрив, а тому з підвищенням агротехнічних вимог застосування обмежується [12]. Все це зумовило спроби удосконалити відцентрові апарати застосуванням конічних дисків [13]; лопаток з різною довжиною і змінного перерізу загостреної форми; встановленням дисків у кілька ярусів, з перекритим нахилом до горизонту [14] і на значній висоті над землею; створення вітрозахисних пристроїв спеціального профілю [15] тощо. Нерівномірність розподілу поживних речовин по поверхні поля впливає на врожайність

сільськогосподарських культур. Так, дослідями встановлено [16], що при нерівномірності внесення добрив (яка характеризується коефіцієнтом варіації ваги добрив, що потрапили на площадку розміром  $0,5 \times 0,5 \text{ м}^2$ ) до 20% врожайність зернових і просапних культур (картоплі, цукрових буряків) при середніх нормах внесення добрив знижується на 0,5%; при нерівномірності 25% - на 1%, при 35% - до 2% і при нерівномірності понад 50% та внесенні великих доз добрив втрати досягають 6-7%.

На підставі обробки великої кількості дослідів С.І.Назаров [17] наводить залежність між втратами врожаю і нерівномірністю розсіювання МД:

$$\Delta y = e^{-0,04\delta} - 1$$

де  $\Delta y$ - втрати врожаю, %;  $\delta$  - нерівномірність розсіювання добрив, %.

За отриманими С.І. Назаровим номограмами для визначення залежності втрат врожаю від нерівномірності розподілу поживних речовин у ґрунті [17] слідує, що найбільш актуальним та необхідним є пошук альтернативної конструкції відцентрового розкидача, який забезпечує нерівномірність розподілу гранул не вище 7%. Є перспективи розвитку відцентрових розкидачів МД вітчизняного виробництва, які будуть реалізовуватись, на наш погляд, завдяки модернізації робочих органів – дисків.

Розвиток машин для внесення добрив сприятливий, у першу чергу, в напрямку підвищення ефективності застосування добрив шляхом поліпшення якості їх розподілу по поверхні ґрунту [18]. Понад 90% сучасних машин для внесення добрив обладнують відцентровими розсіювальними робочими органами, які успішно вносять гранульовані та дрібнокристалічні добрива і хіммеліоранти. Шнекові приставки використовують як змінні робочі органи для внесення великими дозами (до 10т/га) хіммеліорантів. Пневматичні розподільно-висівні системи використовують на машинах для внесення висококонцентрованих гранульованих добрив, як правило, при підживленні сільськогосподарських культур. Їх застосування цілком доцільне тільки при внесенні добрив в умовах сильного вітру. Однак, машини, обладнані шнековими приставками або пневматичними розподільно-висівними системами, мають складну конструкцію, високу собівартість, вносять добрива з відносно невисокою продуктивністю. Тому їх стрімкий розвиток практично припинився.

У зв'язку з цим, нині доцільно користуватись машинами, що обладнані відцентровими розсіювальними механізмами. Провідні фірми часто комплектують їх кількома наборами робочих органів,

проте, завжди є як мінімум два: один для внесення МД, а другий – для внесення хіммеліорантів[18].

Робоча ширина машин з відцентровими висіваючими апаратами залежить від фізико-механічних властивостей МД і, перш за все, від їх гранулометричного складу. Так, при внесенні цими машинами дрібнокристалічних добрив робоча ширина захвату в 2,5-3 рази менше, ніж при внесенні гранульованих. Бажано вносити добрива човниковим та загонним способами. Внесення останніх круговим способом призводить до нерівномірного розташування їх по поверхні поля. Роботу розкидачів пилоподібних добрив та вапняних матеріалів потрібно організовувати з врахуванням сили та напрямку вітру. Більш рівномірне розташування матеріалу по поверхні та нормальні умови роботи обслуговуючого персоналу забезпечують при русі агрегату поперек напрямку вітру [6]. У переважній більшості розкидачів як кидальний орган використовується диск з лопатками, який розміщується під дозатором і приводиться в обертальний рух навколо вертикальної осі з частотою 400-1000 об/хв. При роботі машини такого типу добрива, які рівномірно видаються дозатором із бункера, надходять на робочу поверхню диска, що обертається. Тут вони захоплюються лопатками і втягуються в обертальний рух. При цьому під дією відцентрових сил їхні частинки рухаються з прискоренням по робочій поверхні диска вздовж лопаток від центра диска до периферії. Після сходження з диска частинки добрив мають велику швидкість (до 40 м/с), вектор якої спрямований горизонтально або під певним кутом до горизонту вгору.



Рис. 3. Розкидач РУН-0,8

Розкидачі, в яких орган виконано у вигляді диска з лопатками, одержали назву відцентрові дискові. Останні виготовляють десятки зарубіжних фірм, однак їх кидальні апарати (одно- або дводискові) мало чим відрізняються один від одного. Основна різниця між цими розкидачами зумовлюється типом дозатора.



Рис.4. Розкидач Л – 116



Рис. 5. Розкидач МВУ-6.

вність 4–12 га/год, робоча швидкість 6–15 км/год. Ширина захвату 8–20 м. Норма висіву добрив 40–300 кг/га. Розкидач Л-116 (Білорусь) (рис.4) призначений для поверхневого внесення МД в гранульованому та кристалічному вигляді [20]. Забезпечує внесення добрив та сівбу насіння і сидератів на полях з наступним загортанням їх ґрунтообробними знаряддями. Агрегатуються з тракторами класу 0,6 і вище. Продуктивність 8-16га/год, робоча ширина захвату при внесенні гранульованих добрив 16-24м, а при внесенні кристалічних – 8-10м. Розкидачі МВУ-8, МВУ-6 (Росія) (рис.5), призначені для поверхневого внесення МД та підживлення сільськогосподарських культур в період вегетації. Агрегатуються з тракторами класу 1,4 та 3 відповідно. Продуктивність 22га/год, робоча ширина захвату 12-16м, а при оснащенні приводом виробництва Італії – 24-36 м. Нерівномірність внесення добрив, не більше  $\pm 22-25\%$  по ширині захвату, за ходом руху агрегату  $\pm 10\%$  [20].

У даний час у нашій країні виготовляються розкидачі МВД-9А, МВД-9, МВД-5СПРО, МД-4 і МВДТ-0,5 з примусовими дозаторами та МВД-900 і МВУ-0,5А з гравітаційними дозаторами та швидкісними ворушилками [19]. Це, зокрема, такі відомі фірми як «Amazone», «Accord», «Bruns», «Bogballe»,

«Rauch», «Vicon» та інші. Машина РУН-0,8 (Росія) (рис.3) призначена для поверхневого внесення твердих МД в гранульованому та кристалічному вигляді з наступним загортанням їх ґрунтообробними знаряддями, а також для підживлення зернових і просапних культур, луків і пасовищ [20]. Агрегатуються с тракторами тягового класу 1,4–2. Тип – начіпний, продуктив-



Рис. 6. Розкидач РМУН 1600/1900



Рис. 7. Розкидач INO 300

Розкидаючі диски розкидача РМУН 1600/1900 (Росія) (рис.6) мають точну картину розподілення по робочій ширині захвату 12-24м. Норма внесення мінеральних добрив регулюється в межах від 3 до 1000 кг/га, при ширині розкидання 24 метра і швидкості руху 8 км/год. Агрегатування з трактором класу 1,4-2.



Рис. 8. Розкидач FERTI-2

Розкидачі INO 300, 400, 500 (Словенія) (рис.7) використовуються для розкидання сухих, гранульованих, порошкоподібних, кристалічних добрив та вапна. Подвійне регулювання сприяє розкиданню тільки по лівому або тільки по правому боку, або по цілій поверхні [20]. Виконання стандартне – залізний контейнер та диск для розкидання з 4-ма лопатками. Подвійне регулювання кількості матеріалу, який вноситься. Розкидач FERTI-2 (Словенія) (рис.8) з двома розкидаючими дисками [20] використовується для всіх видів МД. Його конструкція надійна. Нижня частина контейнера, розкидаючі пластини та лопатки виконані із якісних нержавіючих матеріалів. Рівномірне розкидання добрив забезпечують дві відцентрові пластини, які отримують тягу через тракторні вали підключення та зубчаті редуктори. Для вирівнювання розкидання, в кожену пластину вмонтовані дві рухомо регульовані лопаті, які здійснюють функцію розкидання добрив на бажану ширину поверхні.



Рис. 9. Розкидач SIPMA N-049

Вимірjana якість розкидання штучних добрив коефіцієнтом варіації ( $KV$ ) = 5-6%. Інноваційна конструкція розкидача (контейнер, який перевертається) дозволяє просто та якісно виконати очищення в кінці експлуатації. Додаткове обладнання – візок для транспортування розкидача дозволяє використовувати трактор меншої потужності, а обмежувач механізм забезпечує оптимальне використання МД по краям площ, які удобрюються. Машини SIPMA N-049, N-060, N-060/1, N-049/1, N-049/2 (Польща) (рис.9) характеризуються високою надійністю і, що також важливо, рівномірністю та точним регулюванням висіву[20].

Розсіваючі диски оснащені двома парами лопастей, які дозволяють розсіювати добрива в межах робочої ширини 10-28 м. Найважливіші особливості розкидача N-049: дозуючі отвори розташовані поблизу осей розсіваючих дисків; пружинна мішалка, яка працює за принципом маятника; додаткові розсіваючі диски для роботи по краям поля; сита, які запобігають попаданню в зону висіву забруднень або грудочок добрив, які злежались; брезентовий тент, який дозволяє працювати незалежно від атмосферних умов; основні розсіваючі елементи, такі як диски, лопаті виконані з нержавіючої сталі; компактна та міцна конструкція гарантує тривалу та надійну роботу розкидача. Навісний розкидач BOGBALLE марки M-2 Base (країни ЄС) (рис.10) призначений для точного розподілення по полю МД. Базовий об'єм бункера –  $1\text{ м}^3$  може бути збільшений до  $1,55$  та  $2,1\text{ м}^3$ . Розкидач здійснює внесення добрив з шириною захвату від 10 до 36 метрів. Продуктивність може досягати до 50 га/год. Всі основні частини агрегату та болтові з'єднання мають високу корозійну стійкість, що дозволяє значно збільшити термін експлуатації. Розкидач може експлуатуватись з тракторами вітчизняного виробництва МТЗ-82, Т-150К та іншими. Рівномірність внесення добрив забезпечує агрономи [20].





Рис. 10. Розкидач BOGBALLE



Рис. 11 Розкидач AGREX DDI

Розкидач (рис.11) добрив AGREX DDI (Італія) оснащений системою регулювання, яка дозволяє виконати регулювання розкидання від 12 до 32 метрів без розбирання та заміни дисків та лопастей. Система закривання та відкривання потоку добрив складається з мікрометричної заслінки, яка регулюється та гарантує максимальну точність дозування та розкидання також з продуктами високої концентрації та насіннєвим матеріалом. Вся система управляється електронним чином за допомогою комп'ютера, програмованого оператором. Цих розкидачів є три моделі DDI 1500, DDI 2000, DDI 3000 висотою 116 см, 130 см та 160 см відповідно. Діючи на гідравлічні приводи, можна отримати три типи розкидання: на  $180^\circ$  або на  $90^\circ$  лише направо або наліво. Розкидач добрив (рис.12) Махі AGREX [20] оснащений системою регуляції, яка дозволяє виконувати розкидання від 12 до 24 м без розбирання та заміни дисків і лопастей. Причіпний розкидач добрив моделі Махі з приводом від ВВП застосовується для розкидання мінеральних твердих добрив в гранулах, насіння, піску і солі.

Розкидачі високої продуктивності ZA-M ultraID105 фірми AMAZONE (Німеччина) (рис.13) були спеціально розроблені для найвищого за продуктивністю класу [20]. Ефективність і висока точність при одночасно високій продуктивності об'єднані в ZA-M ultra.



Рис. 12. Розкидач Maxi AGREX



Рис. 13. Розкидач ZA-M ultraID105

Основний бункер має об'єм 3000 літрів і може, за допомогою насадок, бути збільшеним до 3600 літрів. З допомогою нових дисків розкидання можливо з високою точністю здійснити процес розкидання на робочу ширину від 15 до 48 метрів (мочовина до 36 м.). Всі елементи системи розкидання виготовлені з нержавіючої сталі. Саме серце дводискового розкидача AMAZONE - редуктор в масляній ванні. Вбудована система захисту від перевантаження захищає редуктор від руйнування. Завдяки низькій і постійній частоті обертання (720 об/хв) добрива особливо бережно прискорюються [20].

Розкидач добрив ENTIUM (Рис.14) призначений для розкидання МД на ширину до 36 метрів (в залежності від комплектації). Розкидач может бути оснащеним:



Рис. 14. ENTIUM SP 155

в полі зору користувача. Для пізнього внесення добрив поворотні лопатки можуть просто відкидатись вгору. Завдяки низькій та постійній частоті обертання (720 об/хв) добрива особливо бережно прискорюються. Плоскі бокові сторони картини розташування добрив, утворені дисками Omnia-Set, роблять її незалежною від бокового вітру, а також до різних, за своїми якостями, видам добрив.



Рис. 15. Загальний вид розсіювання МД.

нених меншою основою до низу, що забезпечує гравітаційне надходження добрив у дозувальні пристрої, котрі подають їх на розсіювальні диски. Розкидачі збільшеної вантажопідйомності виготовляються дво-дисковими з окремими дозувальними пристроями для кожного диска.

- розкидаючими дисками (ширина розкидання до 36 м);
- шнеком (ширина розкидання 6-12м);
- вітрозахисним екраном (ширина розкидання до 12м) [20].

Розподільчі диски з поворотними лопатками створюють картину розподілення добрив з високою точністю. Налаштування здійснюється швидко та без інструментів. Встановлена шкала розташована

Розкидні диски Omnia-Set виготовлені повністю з нержавіючої сталі. У переважній більшості із пропонуванних 230 моделей – це начіпні та напівначіпні машини з дисковими відцентровими робочими органами, які забезпечують ширину захвату 5-36 м при нерівномірності 7-15% [19]. Начіпні розкидачі мають бункер у формі зрізаної піраміди або конуса, повер-

Розсіваючі диски машини фірми «Amazone» мають дві, чотири або шість лопаток і приводяться в рух від валу відбору потужності через редуктор або гідромотором. На машинах цієї фірми лопатки на розсіювальних дисках кріпляться з можливістю зміни їх положення відносно радіуса диска, що за твердженням фірми, дає змогу в значних межах (5-36м) змінювати ширину захвату. Вона виготовляє вісім типорозмірів дисків, які мають відповідне маркування, аби полегшити їхній вибір для необхідної ефективної ширини захвату [19].



Рис. 16. Регулювання ширини розкидання мінеральних добрив на машині фірми Amazone.

Відцентровий розкидач «Turbo» фірми «Accord» виготовляється з алюмінієвого сплаву, забезпечує точне дозування і внесення добрив, яке досягається завдяки застосуванню електронної системи дозування. Розкидач також має систему регулювання ширини захвату в межах 12-20 м шляхом зміни обертів розсіваючих дисків, які приводяться в рух електродвигунами, котрі живляться від електрообладнання трактора [19]. Технічні засоби для внесення мінеральних добрив у нашої країні і за кордоном постійно вдосконалюються. Головним напрямком удосконалення конструкції відцентрових розкидачів є збільшення ширини захвату (до 36 м), зниження нерівномірності внесення добрив (до 7%).

*Висновки:* Розкидачі іноземного виробництва з досить високою точністю вносять мінеральні добрива, але вони мають високу вартість, що не можна сказати про розкидачі вітчизняного виробництва, які не забезпечують вимог по внесенню добрив. Рівномірність розміщення добрив на поверхні ґрунту є однією з найважливіших вимог до засобів їх внесення. Цей показник досягається головним чином завдяки застосуванню примусових дозаторів, забезпечення подачі добрив із бункера пропорційно швидкості руху агрегату, використанням електронних засобів контролю частоти обертання розсіваючих дисків і дози внесення добрив, а також застосуванням приладів для визначення робочої ширини захвату розкидачів та її утримання в процесі роботи. Шляхи удосконалення конструкцій розкидачів мінеральних добрив зосереджені на модернізації відцентрового робочого органу зі змінним ку-

розсіювальних дисках кріпляться з можливістю зміни їх положення відносно радіуса диска, що за твердженням фірми, дає змогу в значних межах (5-36м) змінювати ширину захвату. Вона виготовляє вісім типорозмірів дисків, які мають відповідне маркування, аби полегшити їхній вибір для необхідної ефективної ширини захвату [19]. Відцентровий розкидач «Turbo» фірми «Accord» виготовляється з алюмінієвого сплаву, забезпечує точне дозування і внесення добрив, яке досягається завдя-

том вильоту, при цьому забезпечити зменшення собівартості машин вітчизняного виробництва, порівняно з закордонними.

Актуальним є пошук альтернативної конструкції відцентрового розкидача, який забезпечує нерівномірність розподілу гранул не вище 7% з мінімальними енерговитратами.

#### Література

1. Гулякин И.В. Система применения удобрений/ И.В. Гулякин -М.: «Колос» - 1970. –245с.
2. Булаев В.Е. Агротехника локального внесения удобрений/ В.Е. Булаев - М.: ВАСХНИЛ, ВНИИТЭИ сельхоз, 1981. –59с.
3. Вишинський О.М. Добрива та їх використання/ О.М. Вишинський, П.О. Дмитренко, І.Л. Колоша// Київ – 1959.
4. Власюк П.А., Мінеральні добрива. / П.А. Власюк, П.О. Жмитренко - К.: Видавництво «Урожай»– 1964. –178с.
5. Булась В.Е. Способы внесения удобрений. / В.Е Булась. Научные труды ВАСХНИЛ// - М.: «Колос» - 1976. –224с.
6. «Инструкция по контролю за качеством внесения минеральных удобрений и химических мелиорантов в производственных условиях». Государственный агропромышленный комитет СССР. Всесоюзное производственно-научное объединение по агрохимическому обслуживанию сельского хозяйства. Москва агропромиздат, 1986, 26с.
7. Марченко М.Н. Операционная технология применения минеральных удобрений/ М.Н. Марченко - М.: 1983. – 175с.
8. Носко Б.С. Оптимізація азотного живлення рослин при інтенсивних технологіях/ Б.С Носко, А.Я. Бука, О.Д. Артох, Ю.В.Бабич// К.: «Урожай» - 1992. – 136с.
9. Толстоусов В.П. «Удобрения и качество урожая».- 2е изд., доп. И перераб. / В.П. Толстоусов – М.: Агропромиздат, 1987. – 192с.
10. Сметнев С.Д. «Состояние и перспектива механизация применения минеральных удобрений «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства» - 1971, №5.
11. Капустин Ю.А. Причины снижения качества внесения МУ/ Ю.А. Капустин Э.А. Шарикова, И.И. Шихев// Техника в сельском хозяйстве. – 1987, №12. – С.32-33.
12. Пилипенко О.М. Визначення параметрів ротора пневмодіцентрального туковисівного апарату/ О.М. Пилипенко, Г.Р. Гаврилюк// Зб. «Механізація і електрифікація сільського господарства» - К.: «Урожай».
13. Хоменко М.С. Исследование технологического процесса рассева минеральных удобрений центробежными аппаратами. Диссертация на соискание ученой степени к.т.н., Челябинск, 1960.

14. *Либерман К.Е.* Зарубежные машины для применения минеральных удобрений/ *К.Е. Либерман* - М.: «Колос» - 1966.
15. *Кегелес Ю.С.* Обгрунтування форм вітрозахисного пристрою однодискового ввідцентрового розкидача/ Зб. «Механізація і електрифікація сільського господарства», вип.№14, - К.: «Урожай» - 1970.
16. *Сендряков И.Ф.* «Методика и техника проведения опытов по изучению влияния неравномерности внесения минеральных удобрений на урожай/ «Химия в сельском хозяйстве» - 1970, №8.
17. *Назаров С.И.* Прогресивные технологии известкования почв/ «Механізація і електрифікація сільського господарства» - 1971, №5.
18. *Адамчук В.В.* Farmer, стаття «Резерви оптимізації внесення добрив»/ серпень 2008р. – С.24-27.
19. *Кравчук В.І.* Сучасні тенденції розвитку конструкції с.-г. техніки/ *В.І Кравчук, М.І. Грицигінна, С.М. Ковалюк*, - К.: 2004 – 396 с.
20. Інтернет джерела. Технічні характеристики машин для внесення мінеральних добрив.
21. *Орлов Л.В.* Научно-практическое руководство по освоению и применению технологий сберегающего земледелия / Ресурсосберегающие технологии – важнейший аспект успешной реализации Национального проекта. – 2006.

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ЦЕНТРОБЕЖНОГО РАЗБРАСЫВАНИЯ МИНЕРАЛЬНЫХ УДОБРЕНИЙ**

А.С. Кобець, Н.О. Нагиева

**Аннотация** - рассмотрены состояние, перспективы развития конструкций разбрасывателей минеральных удобрений центробежного типа. Новые конструкционные решения машин для внесения минеральных удобрений производства известных фирм.

## **DESIGN OF TECHNOLOGICAL PROCESS CENTRIFUGAL THROWING ABOUT OF MINERAL FERTILIZERS**

A.Kobets, N.Nagieva

### *Summary*

**Prospect of development of constructions of machine for bringing of mineral fertilizers of centrifugal type, is considered. New construction decisions of machines are considered for bringing of mineral fertilizers of production of the known firms.**