

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**КІРОВОГРАДСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**КОНСТРУЮВАННЯ, ВИРОБНИЦТВО  
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЯ  
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ  
МАШИН**

Загальнодержавний міжвідомчий  
науково-технічний збірник

Заснований у 1971 р.

За загальною редакцією М.І. Черновола

**Випуск 43**

**Частина I**

КІРОВОГРАД • 2013

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 43, ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2013. –384 с.

В збірнику викладені питання розрахунку і конструювання, удосконалення конструкцій, створення і дослідження нових робочих органів сільськогосподарських машин, засобів механізації, електрифікації та автоматизації сільськогосподарського машинобудування. Описані результати досліджень технологій виробництва, надійності та довговічності машин. Дані практичні рекомендації з використання результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

До фахового збірника ввійшли статті учасників ІХ Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки», проведеної 7-8 листопада 2013р.

Збірник розрахований на наукових і інженерно-технічних робітників науково-дослідних інститутів, ВНЗ, конструкторських організацій і промислових підприємств.

Рекомендовано до друку Вченою радою Кіровоградського національного технічного університету, протокол №2 від 1 листопада 2013 року.

Відповідальний редактор: Черновол М.І., д.т.н., проф.

Заст. відп. редактора: Петренко М.М., к.т.н., проф.

Відповідальний секретар: Петренко Д.І., к.т.н.

Редакційна колегія: Адамчук В.В., д.т.н.; Бойко А.І., д.т.н., проф.; Бойко Л.Й., д.т.н. (Білорусь); Булгаков В.М., д.т.н., проф.; Vladimir Jurgcha, д.т.н., проф. (Чехія); Гамалій В.Ф., д.ф.м.н., проф.; Janusz Nowak, д.т.н., проф. (Польща); Кропівний В.М., к.т.н., проф.; Лобачевский Я.П., д.т.н., проф. (Росія); Marian Wesołowski, д.т.н., проф. (Польща); Носуленко В.І., д.т.н., проф.; Осадчий С.І., д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Сало В.М., д.т.н., проф.; Свірень М.О., д.т.н., проф.

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

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

Збірник включений ВАК України в перелік спеціалізованих видань з технічних наук (бюлетень ВАК №5 від 2010р.).

Реєстраційне свідоцтво: серія КВ № 15254 – 3826 ПР від 30.04.2009 р.

УДК 631.3(075.8)

**В.В. Адамчук, д-р техн. наук, академік НААН**

*ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААН*

**Г.М. Калетнік, проф., д-р екон. наук, академік НААН**

*Вінницький національний аграрний університет*

**М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, чл.-кор. НААН**

*Кіровоградський національний технічний університет*

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

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## Сучасні проблеми землеробської механіки

Розглянуто сучасний стан розвитку землеробської механіки та в цілому агроінженерної науки і сільськогосподарського машинобудування. Визначені основні перспективи виходу з кризового становища країни у напрямках проведення фундаментальних та прикладних наукових досліджень сучасного рівня, проектних і конструкторських розробок по створенню сільськогосподарської техніки, яка б відповідала кращим світовим аналогам.

**землеробська механіка, агроінженерна наука, конкуренція, машинобудування, наукові дослідження, кращі світові аналоги**

**В.В. Адамчук**

*ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААНУ*

**Г.М. Калетнік**

*Вінницький національний аграрний університет*

**М.І. Черновол**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**В.М. Булгаков**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**Современные проблемы земледельческой механики**

Рассмотрено современное состояние развития земледельческой механики и в целом агроинженерной науки и сельскохозяйственного машиностроения. Определены основные перспективы выхода из кризисного положения Украины в направлениях проведения фундаментальных и прикладных научных исследований современного уровня, проектных и конструкторских разработок по созданию сельскохозяйственной техники, которая бы соответствовала лучшим мировым аналогам.

**земледельческая механика, агроинженерная наука, конкуренция, машиностроение, научные исследования, лучшие мировые аналоги**

Технічна і технологічна основа сучасного сільського господарства базується на багатьох фундаментальних науках, однією з яких є землеробська механіка. Як було визначено майже 35 років тому: “Землеробська механіка” – це технічна наука, яка розвивається в тісному зв’язку з вимогами сільськогосподарського виробництва і вивчає механіку сільськогосподарських середовищ і матеріалів, технологічних процесів і операцій, машин і механізмів, машинних агрегатів, потокових ліній і систем машин, динаміку системи “людина – машина” у сільському господарстві, а також технологічні процеси, що базуються на використанні немеханічних (теплових, електричних та ін.) видів енергії, розробляє методи інженерного розрахунку та проектування для механізації і автоматизації сільського господарства.

Таким чином, землеробська механіка фактично розробляє науково-технічні та механіко-математичні методи побудови необхідних для сільськогосподарського

виробництва механічних систем, зокрема, знарядь виробництва, машин і машинних агрегатів, тобто фактично є теоретичною основою усієї сільськогосподарської техніки. Безперечно, що теоретичні дослідження взаємодії робочих органів із різними матеріалами, методи описання складних динамічних систем дозволяють розробити методіку розрахунку конструктивних параметрів і технологічних режимів роботи сільськогосподарських машин, зменшити витрати коштів і часу на експериментальні дослідження. Для обґрунтування параметрів сільськогосподарських знарядь та машин з урахуванням динамічних навантажень, взаємодії робочих органів з ґрунтом чи матеріалом потрібні глибокі знання із землеробської механіки, яку засновник цієї науки, академік В.П. Горячкін охарактеризував як “посередника між механікою і природознавством, тобто механікою мертвого і живого тіла”. Методологічною основою землеробської механіки є три елементи, які складають технологічний процес: об’єкт обробки, робочий орган і енергетичний засіб.

Як же сьогодні сучасний розвиток землеробської механіки та інших фундаментальних і прикладних інженерних наук в нашій країні сприяє створенню і масовому випуску вітчизняних сільськогосподарських машин із показниками, що відповідають високому світовому рівню?

На жаль суттєвого прогресу у загальному світовому процесі безперервного вдосконалення сільськогосподарської техніки і технологій сільськогосподарського виробництва у нас поки що не помітно.

Давайте ретельно проаналізуємо, чому Україна, яка зараз мала би бути у лідерах світової спільноти з виробництва сучасної сільськогосподарської техніки, на жаль, поки що опиняється у її аутсайдерах.

По-перше, якість сільськогосподарських машин і знарядь, що виготовлялись раніше і виготовляються зараз в Україні, і досі не дуже висока. Як і двадцять (тридцять) років тому, так і зараз, у більшості випадків, надійність і довговічність вітчизняних сільськогосподарських машин значно поступається світовому науково-технічному рівню. Раніше причиною низької якості вважалась відсутність необхідних високоякісних матеріалів, які використовуються при створенні сільськогосподарських машин, неможливість використання необхідних комплектуючих виробів, які добре відпрацьовані і дуже надійні (карданні вали, підшипники, зубчасті колеса, редуктори тощо), відсутність різноманітних профілів прокату, електронних засобів керування і контролю.

Тепер, коли виробники сучасної сільськогосподарської техніки при створенні власних машин можуть нібито без усяких обмежень купувати будь-який метал, комплектуючі вироби, електронні прилади і системи, однак в цілому, на жаль поки що отримати зразки, що відповідають рівню світових аналогів, ніяк не можуть.

Виникає цілком зрозуміле питання: “В чому ж приховане коріння цієї багаторічної проблеми, яка зараз здається для багатьох зовсім неподоланною у найближчі часи?” На наш погляд це, насамперед, “Традиції” і “Висока культура виробництва” сільськогосподарської техніки. А це досить ємні і комплексні поняття, що охоплюють багато важливих, взаємопов’язаних проблем, починаючи від ретельного наукового відпрацювання конструкції тієї чи іншої сільськогосподарської машини, того чи іншого комбайна або трактора, і закінчуючи сучасними станками та обладнанням машинобудівних підприємств, на яких працюватимуть робітники високої кваліфікації з відповідальним відношенням до своєї справи. Цілком очевидно, що створення високонадійної сільськогосподарської (та й будь-якої іншої) техніки відбудеться лише на підставі сучасних комп’ютерних методів її конструювання, ретельного, всеохоплюючого дослідження, точних розрахунків, найсучаснішого випробування, високоякісного виготовлення з гарантованим прогнозом надійності усієї машини. Крім того, в подальшому необхідно всіляко підтримувати так звану “експлуатаційну

надійність” сільськогосподарських машин на підставі розробки нових методів технічного сервісу і ремонту. Цієї культури виробництва і традицій на більшості підприємств галузі сільськогосподарського машинобудування України, на жаль, зараз ще недостатньо, і, здається, що в найближчі часи вони самі по собі не з’являться. Але прагнути до них варто. І в багатьох випадках потрібно починати це робити з першого кроку, в іншому випадку нам залишиться роль “відсталого держави”, якій не позаздриш!

Як же сучасна агроінженерна наука допомагає подоланню цих гострих проблем?

На сучасному етапі наукові дослідження в галузі землеробської механіки і 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 також повинні “працювати” на глобальні перспективні розробки сільськогосподарських машин нашого і наступних поколінь.

Спочатку розглянемо схему, за якої як раніше, так і зараз відбувається втілення наукових розробок вчених нашої країни у реальні працездатні сільськогосподарські машини.

Наукове опрацювання майбутньої сільськогосподарської машини відбувається по досить довгому ланцюгу, який починається з розробки технічного завдання, коли сільськогосподарської машини ще фактично не існує, а тільки окреслюються її науково опрацьовані обриси. Далі розробляється технічний проект, конструкторський проект, виготовлення дослідних зразків, низка випробувань, доробки і постановлення на виробництво (ПВ).

Між науковим опрацюванням майбутньої сільськогосподарської машини та постановленням її на виробництво пролягає величезна прірва, яку, здається, подолати зараз ніби то й неможливо.

Слід зазначити, що вже багато років вчені (галузевої, академічної й університетської науки) у більшості випадків витрачають марні, іноді потужні зусилля, однак жодним чином не можуть полегшити “втілення в життя” 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 праці і вишукує в них якісь обґрунтовані параметри для майбутньої конструкції. Загальновідома тенденція, що конструкторські розробки складних сільськогосподарських машин завжди мають стовідсоткове авторство конструкторів, які їх конструюють, а про вчених намагаються у більшості випадків взагалі не згадувати. Однак, загальновідомо також, що більшість конструкторських розробок виконується без належного міцнісного розрахунку, не кажучи вже про кінематичні або динамічні розрахунки, які на етапі створення сільськогосподарських машин майже ніколи у нас не робились і зараз не робляться. Конструктори у переважній більшості конструюють, як кажуть “від коліна”, без будь-яких розрахунків і моделювання, покладаючись лише на аналоги та власну інтуїцію. Для конструктора “найтяжчий гріх”, коли створена ним деталь (конструкція) при першому ж випробуванні зламається, зігнеться або скрутиться. Тому конструкторами з самого початку навмисно закладається збільшення товщини, діаметрів, ваги та інших параметрів. Ні про які оптимальні параметри енергомісткості, металомісткості, зрівноваженості конструкцій і машин, на початку проектування, мова не йде. Ось чому здається, що сільськогосподарські машини вітчизняного виробництва занадто важкі і громіздкі. Проте, як показують проведені розрахунки – середня енергоємність технологічних процесів, що виконують вітчизняні сільськогосподарські машини, у 1,5...2,5 рази більша ніж у їх кращих іноземних аналогів.

Однак світовий досвід показує, що втілення наукових розробок у конкретні

сільськогосподарські машини не є таким складним процесом, як здається на перший погляд. Достатньо спочатку організаційно об'єднати усіх виконавців справи під одним дахом, про що неодноразово висловлювались класики агроінженерної науки.

Давайте ретельно проаналізуємо стан в якому сьогодні взагалі знаходиться наука в агроінженерній галузі. Необхідно відмітити, що після того як з життя пішли академіки П.М. Василенко і Л.В. Погорілий, рівень наукових досліджень з цієї галузі в нашій країні помітно знизився, оскільки останні, маючи енциклопедичні знання, величезний досвід та необмежений авторитет, виконували нелегку “селекційну” роботу і надто слабких робіт до захисту ніколи не пропускали. Взагалі позитивний відгук на наукову роботу перед її захистом з вуст цих відомих вчених вже свідчив про її достатній 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 землеробської механіки і до справжніх технологічних процесів у сільському господарстві, у сільськогосподарських матеріалах і ґрунтовому середовищі ніякого відношення не мають.

Найбільш помітно це прослідковується у “ґрунтовних” дослідженнях з ґрунтообробки 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 диференційні 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? Що можна “втїлити з цього в життя”, якщо воно зовсім не відповідає реальній справі!

В інших випадках верхній шар родючого ґрунту наділяють такими властивостями, яких він ніколи не мав і ніколи не матиме, оскільки на одну його пружно-пластичну модель чіпляють другу, потім третю, четверту, п'яту. Причому на захисті дисертацій можуть стверджувати, що таких моделей можна приєднати ще більшу низку і що це найбільш точно відповідає (на їх погляд) стану ґрунту, а нібито звичайний плуг послідовно руйнує ці моделі...? Насправді це робиться навмисно для отримання трьох-, чотирьохповерхових рівнянь (що пишуться на двох, трьох сторінках), які взагалі не можна розв'язати, перевірити та проаналізувати. Для розгляду процесів, що відбуваються у ґрунті, безпідставно “притягують” теорії пружності, що використовують у твердих тілах, теорії тріщин у металах, теорії напруженого стану навколо отворів, пружно-пластичні моделі композиційних матеріалів і т. п., тобто теорії з інших галузей наук, навмисно оминаючи при цьому ідентифікації моделей, ґрунтовні перевірки і взагалі достовірні експериментальні дослідження. Які ж з них можна використати при конструюванні робочих органів?

А то ж 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, при розгляді “системних засад”, робочі операції, конструктивні і кінематичні параметри робочих органів і, в цілому, сільськогосподарські машини моделюються у вигляді графів (абстрактних квадратів зі взаємними зв'язками між собою), які насправді носять більш інформативний характер. Тобто, які реальні процеси відбуваються у сільськогосподарських машинах і що насправді можливо отримати від цього керування тут навмисно обминають. При цьому саме цей напрямок (дослідження системних засад) зараз усюди пропонується як

найактуальніший. Виникає закономірне питання – чому?

Такі приклади теоретичних досліджень нічого спільного зі справжньою наукою не мають. І переважна більшість сучасних дослідників жодним чином не збагачують науку агроінженерної галузі, 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 саме нових наукових результатів, а не дисертацій, які зараз захищаються як на конвеєрі. Прикладом цього є всевітньовідомі вчені-теоретики – В.П. Горячкін, В.О. Желіговський, П.М. Василенко та ін.

Нажаль, є всі підстави констатувати, що в даний час в Україні майже повністю припинені фундаментальні теоретичні дослідження в галузі зернозбиральної техніки, технологічних процесів збирання кукурудзи і картоплі, різання рослинної маси та її використання тощо.

Разом з цим, чисельні розробки, що з'явилися у нас останнім часом, і які стосуються досліджень і пропозицій щодо альтернативного пального для двигунів (“біодизель”) не мають ні послідовності, ні ґрунтовності. У світі ці питання вже давно дуже ретельно відпрацьовані, а в нашій країні майже кожний навчальний заклад (а їх більше 15) пропонують власні “напрацювання”, вважаючи їх чомусь найкращими і найновітнішими. Поки що відсутні у нас також результати ґрунтовних наукових досліджень з використання рослинних решток і відходів виробництва для побутових цілей у сільській місцевості, виробництва і ефективного використання біологічного та генераторного газу і ін. Без сумнівів, вказана низка наукових і конструкторських проблем не може бути успішно вирішена без залучення фундаментальних наук, таких як хімія, біотехнологія тощо. Як ніколи, зараз виникає потреба негайного координування і систематизування досліджень з агроінженерної науки в усіх наукових та освітянських закладах України.

Не найкращим є зараз і становище з проведенням експериментальних досліджень в агроінженерній галузі науки. Безпомилково можна стверджувати, що такі дослідження на сучасному науково-методичному рівні, з використанням новітніх приладів та обладнання, із застосуванням ґрунтовних методик та послідувочою статистичною обробкою результатів, зараз майже припинені. Останні 20 років цей вид отримання нових наукових знань “тримався” лише на “слабких плечах аспірантів” (доктори наук в агроінженерній галузі цей вид досліджень чомусь вважають для себе принизливим). Зараз експериментальні дослідження проводяться або на дуже примітивному рівні, або взагалі не проводяться, при цьому слід зауважити, що кожна кандидатська і докторська дисертація, які подаються до захисту в Україні, містять розділи експериментальних досліджень.

На жаль, можна відверто констатувати, що в агроінженерній галузі науки вже більше 20 років немає жодної докторської дисертаційної роботи з досліджень саме нових механізованих технологій в рослинництві і тваринництві, закономірностей побудови і функціонування систем і засобів механізації та автоматизації сільськогосподарського виробництва, з досліджень синтезу загальних структур сільськогосподарських машин, експлуатації сільськогосподарської техніки, з основ технології та організації технічного сервісу 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 (навіть роботизації) технологічних процесів у рослинництві та тваринництві, методів і засобів випробування технологій і техніки, з досліджень та розробки новітніх технічних засобів для виконання селекційних робіт у рослинництві та тваринництві, захисту навколишнього середовища та формування екологічних

циклів. Між постійними розмовами про «нібито» проведення таких досліджень і отримання фундаментальних і прикладних наукових знань, що можуть бути корисно втіленні в життя, пролягає велика прірва.

Все більш реальною є підстава відверто стверджувати, що майже все в нашій галузі наукових досліджень, на жаль, робиться на “полицю” як нікому не потрібне. Такий стан справ в агроінженерній науці, на наш погляд, вже перетинає межу загрозового і вимагає прийняття негайних заходів.

Який же вихід з цього досить скрутного становища?

По-перше, 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 випадків, коли країна з високорозвиненим сільськогосподарським виробництвом не має власного високоефективного сільськогосподарського машинобудування і, навпаки. Ці дві галузі не тільки взаємопов’язані між собою і в певній мірі прибуткові, до того ж 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 повну, 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 ґрунтовних розробок власних вчених, а також сучасних науково-технічних досягнень світу. 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 новітньої 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 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 їй 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, попрацювати Національна академія аграрних наук України, інші наукові і освітянські установи галузі механізації і електрифікації сільського господарства, департамент міністерства.

Таким чином, якщо ми з вами прагнемо до прогресивного розвитку сільськогосподарського машинобудування України, у минуле повинні назавжди відійти 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. Як багаторазово підкреслювали класики аграрної науки (і так зараз робиться в усьому цивілізованому світі) – “справжня галузева наука завжди робиться на замовлення”. При цьому проектування надновітніх сільськогосподарських машин повинно тривати не декілька років, а декілька місяців. Сучасні найпотужніші комп’ютерні системи з відповідним програмним забезпеченням, методи моделювання та проектування, інформаційні технології, добре відпрацьована і визнана в усьому світі багатонаменклатурна елементна база (високонадійні вузли і агрегати), яка може бути використана (вона вже багато років успішно використовується в усьому світі), власний і світовий 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 повинні стати базою для створення і виробництва нових сільськогосподарських машин високого технічного рівня. Країні вкрай потрібно якомога швидше і активніше включитись у загальносвітовий процес безперервного створення та вдосконалення техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва. А тому треба якомога швидше відмовлятися від тези про те, 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 – прямі втрати внаслідок неякісного виконання технологічних процесів, збільшують вартість машин у 3-4 рази. Яка країна може собі дозволити такий ганебний стан для власного сільського господарства? Не “металобрухт” швидкокоруч виготовляти, а необхідно відразу створювати кращі, конкурентоспроможні зразки сільськогосподарської техніки, що вимагатиме суттєвого підвищення рівня її надійності, яка повинна забезпечуватись відповідними точними теоретичними розрахунками, методично вірно поставленими достовірними експериментальними

дослідженнями, ретельними випробуваннями на стендах, шляхом застосування високоякісних матеріалів, досконалих технологій виготовлення усіх деталей і вузлів, якісного (“не 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 також 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.

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 (висококласних робітників, 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 немає 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 вміло використати чужий досвід, перенести його собі, у подальшому доробляючи, вдосконалюючи та т. ін.

В разі втілення у життя цих та інших невідкладних заходів представиться можливість відразу направити сільськогосподарське машинобудування країни на першочергове забезпечення сільськогосподарських підприємств конкурентноспроможними 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, кормозбиральних і бурякозбиральних комбайнів, сівалок та іншої складної сільськогосподарської техніки за кордоном, втрачаючи внутрішній ринок, величезні валютні кошти і робочі місця для зайнятості власної робочої сили”.

Таким чином, ці і деякі інші конкретні кроки дозволять країні за короткий термін подолати помітне відставання її галузі сільськогосподарського машинобудування і стати в цьому питанні в один ряд з високорозвиненими країнами світу.

**Висновки.** На підставі вищевикладеного необхідно негайно розробити та впровадити у життя наведені та деякі інші невідкладні заходи щодо наукового і виробничого опрацювання, які дадуть можливість суттєво покращити стан агроінженерної галузі господарювання України, яка багато разів визнавалась у нашій країні як пріоритетна.

## Список літератури

1. Головка А.М. Аграрна наука: годувальниця чи нахлібниця? Дзеркало тижня. № 29 (809) 14-20

- серпня 2010 р.
2. Правда, № 110, 19.04.1968 г.
  3. Гуков Я.С., Грицишин М.І., Погорілий Л.В. та ін. Концепція розроблення системи машин для виробництва сільськогосподарської продукції. – Вісник аграрної науки, 2002, №9. – С.48-50.
  4. Анилович В.Я. Мой путь в отраслевую инженерную науку (воспоминания и размышления). – Харьков: ХГТУСХ, 1996. – 118 с.
  5. Решение XX Всесоюзной конференции по современным проблемам земледельческой механики. – М.: ГОСНИТИ, 1979. – 16 с.
  6. Лінник М.К., Булгаков В.М., Гуков Я.С. Пріоритетні напрями наукових досліджень з механізації сільського господарства. – Збірник наукових праць НАУ “Механізація сільськогосподарського виробництва”, т. X, 2001. – С. 8–14.

**Valery Adamchuk**

*NSC “Institute of mechanization and electrification of agriculture”*

**Grigory Kaletnik**

*Vinnytsya National Agrarian University*

**Mikhail Chernovol**

*Kirovograd National Technical University*

**Vladimir Bulgakov**

*National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine*

**Current Problems of Agricultural Mechanics**

The article discloses problems in the development of agricultural mechanics in present-day conditions of Ukraine.

The situation in the development of agricultural mechanics, agro-engineering science and agricultural machine building on the whole was analysed. The problems which interfere with national agricultural production to have high competitiveness, machine-building in particular, were grounded. Special attention was given to integration processes “science-production”. The low level of scientific research during last years and absence of its orientation which is connected with the absence of interest from the side of producers towards scientific and research work were noted.

The main prospects in overcoming crisis in Ukraine in the directions of carrying out fundamental and applied scientific research at modern level, project and design development in construction of agricultural machines which correspond to best world analogues were defined.

**agricultural mechanics, agro-engineering science, competition, engineering, scientific research, best world analogues**

Одержано 17.10.13

УДК 631.352

**Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Аналіз господарських випробовувань котка-подрібнювача рослинних решток соняшника

Напрямок розробки та удосконалення сільськогосподарських машин для подрібнення рослинних решток в Україні є маловивченим але дуже актуальним. Представлено аналіз результатів польових випробовувань котка-подрібнювача вітчизняного. Основним показником роботи даної машини обрано співвідношення розмірів решток стебел соняшника після подрібнення. Наведені результати випробовувань свідчать про доцільність використання даного типу сільськогосподарської техніки.  
**коток-подрібнювач, стебла, довжина, рослинні рештки**

**Д.В. Богатырёв, В.М. Сало**  
*Кировоградский национальный технический университет*  
**Анализ полевых испытаний катка-измельчителя остатков подсолнечника**

Представлен анализ результатов полевых испытаний работы катка-измельчителя. Основным показателем работы данного агрегата избраны размеры остатков стеблей подсолнечника после измельчения. Приведенные результаты испытаний свидетельствуют о целесообразности использования данного типа сельскохозяйственной техники.  
**каток-измельчитель, стебли, длина, растительные остатки**

**Постановка проблеми.** Аграрне спрямування економіки України та світова тенденція виробництва екологічно чистої продукції рослинництва спонукає до пошуку нових технологій вирощування сільськогосподарських культур та розробки необхідної техніки. Потреба підживлення рослин добривами є завжди актуальною проблемою. За останні десятиріччя внесення величезної кількості мінеральних добрив суттєво погіршило органічну складову родючого шару ґрунту. Також хімізація землеробства призводить до забруднення навколишнього середовища [1]. Непоодинокі випадки, коли мінеральні добрива, інші хімічні засоби вносяться непродумано, а інколи й безвідповідально. Це призводить до накопичення хімічних сполук в ґрунті, ґрунтових водах, до надмірного вмісту їх у продукції рослинництва, а через корми – і в продуктах харчування тваринного походження. Таке техногенне забруднення родючих ґрунтів негативно позначається на якості сільськогосподарської продукції, що може призвести до підвищення захворюваності населення. Широке застосування пестицидів породило і специфічні проблеми, пов'язані з набуттям бур'янами, шкідниками та збудниками хвороб стійкості до них.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В нашій країні недостатньо приділяється уваги до створення типу таких сільськогосподарських машин, робота яких була б направлена на покращення родючого шару ґрунту природнім шляхом, тобто – створення на поверхні ґрунту шару з подрібнених рослинних решток з частковим їх загортанням. Такий шар з подрібнених стебел (рослинних решток) допоможе природнім шляхом підтримувати мікрофлору ґрунту і дозволить не тільки зберегти але й через певний час збільшити вміст гумусу [2-3].

На полях України використовують подрібнювачі двох типів: з вертикальною та горизонтальною віссю обертання робочих органів. Серед них набули поширення такі подрібнювачі рослинних решток (ПРР) [4]:

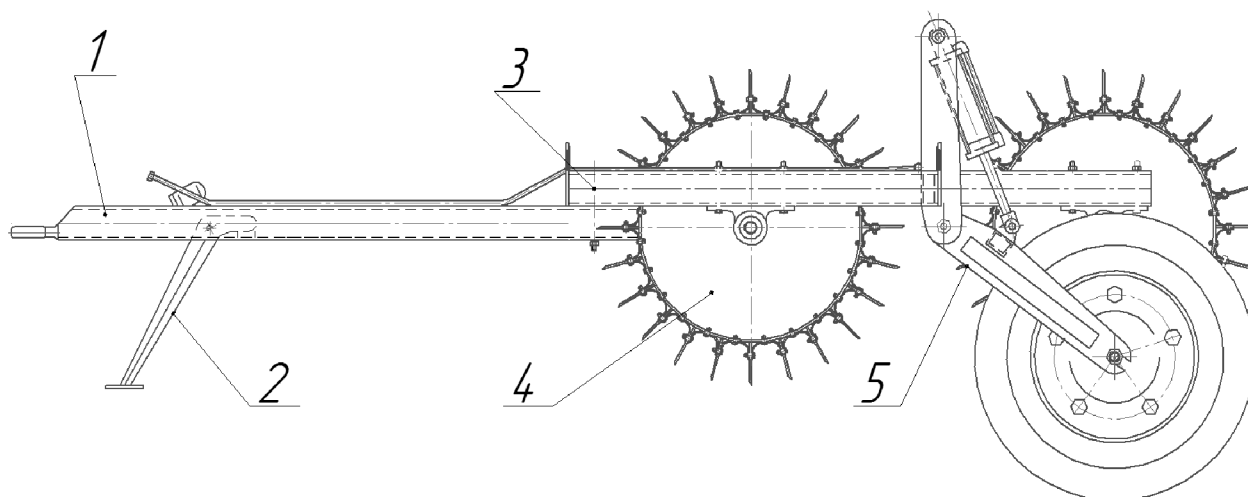
– з вертикальною віссю обертання фірм: «Schulte» (Канада), «Kunh» (Франція), «Joskin» (Бельгія), «Del Morino» (Італія), «МСMS» (Польща) та вітчизняні ПН-2 «Білоцерків-МАЗ», ПР-2,6 «Агрореммаш», ПРУ-2,8 «Бердянськсільмаш»;

– з горизонтальною віссю обертання представлено фірмами: «DAL-BO» (ЄЕС-Канада-США), «Kunh» (Франція) «Mashio» (Італія), «Rhino» та «John Deer» (США).

Але більшість названої закордонної техніки не є адаптованою до ґрунтово-кліматичних зон нашої держави, а головне мають дуже високу ціну.

Науковцями кафедри сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету у співробітництві з Культиваторним заводом ПрАТ «Кіровоградлітмаш» ПП Савицький М.І. створено експериментальний зразок котка-подрібнювача КП-4,5 (рис. 1-2), який в якості робочих органів має циліндричні котки з розміщеними на їх поверхні плоскими ножами [5-6].

Подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами відбувається в результаті їх перебивання ножами після притискання їх до ґрунту.



1 – шниця; 2 – опора; 3 – рама; 4 – робочий орган; 5 – гідрофікований механізм переведення машини у транспортне положення

Рисунок 1 – Схема котка-подрібнювача

**Об’єкт та методика дослідження.** Об’єктом дослідження був технологічний процес подрібнення рослинних решток технічними засобами з безприводними робочими органами.

Випробовування котка-подрібнювача КП-4,5 проводили на полях Кіровоградської області в Устинівському районі на полі площею 4,1 га після збирання соняшнику.

При проведенні польових випробовувань з метою перевірки якості виконання процесу подрібнення рослинних решток соняшника в господарських умовах основним показником роботи даної машини було обрано співвідношення розмірів решток стебел соняшника після подрібнення, при цьому визначалась кількість та розмірність рослинних решток та кількість та розмірність частин подрібнених стебел соняшника на 1 м<sup>2</sup> поля.



а

б

а – коток подрібнювач КП-4,5; б – робочий орган;

Рисунок 2 – Коток-подрібнювач під час польових випробовувань [4]

Умови проведення випробовувань відповідали середньостатистичним в регіоні (табл. 1).

Таблиця 1 – Умови проведення випробовувань

№ п./п.	Параметр	Одиниця виміру	Значення
1.	температура навколишнього середовища	°С	+13
2.	вологість повітря	%	89
3.	культура	-	соняшник
4.	міжряддя між стеблинами	см	75
5.	діаметр стеблин (соняшнику)	мм	12-19
6.	відстань між стеблинами у рядку	см	22
7.	маса рослинних решток	кг/м <sup>2</sup>	0,72
8.	потужність двигуна трактора	к.с.	130
9.	агрегування котка-подрібнювача	-	причіпний
10.	швидкість руху агрегату	км/год	19-24
11.	ширина захвату	м	4,5

**Результати дослідження.** На площі поверхні поля, яка обмірювалась дерев'яною рамкою 1x1 (м), знімали з поверхні поля всі рослинні рештки, визначали їх загальну масу та встановлювали співвідношення їх довжини. Повторюваність вимірювань становила п'ять разів.

На підставі аналізу отриманих результатів, за допомогою пакету прикладних програм, отримали гістограму розподілу розмірів рослинних решток соняшника за довжиною *l* (рис. 3).

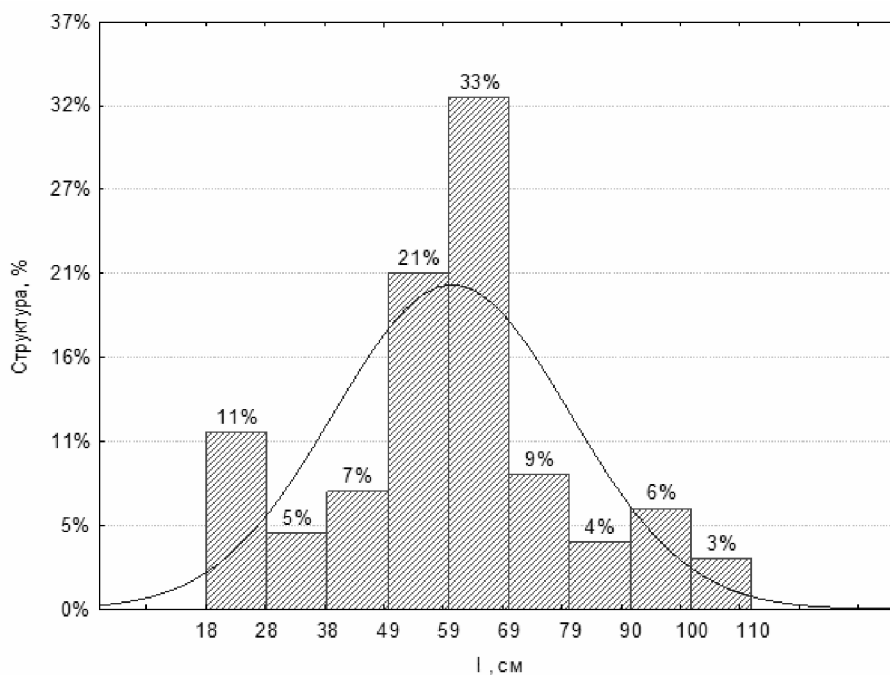


Рисунок 3 – Гістограма розподілу довжини розподілу рослинних решток соняшнику за довжиною  $l$

Отримана графоаналітична залежність вказує, що більшість рослинних решток соняшника мали довжину в діапазоні 40-80 см.

Після виконання технологічного процесу проводили заміри щодо визначення кількості та розмірності частин подрібнених стебел соняшника на  $1 \text{ м}^2$  також за допомогою рамки (рис. 5).



Рисунок 4 – Ділянка поля соняшника після обробітку



Рисунок 5 – Визначення кількості решток стебел соняшника на 1 м<sup>2</sup> за допомогою рамки

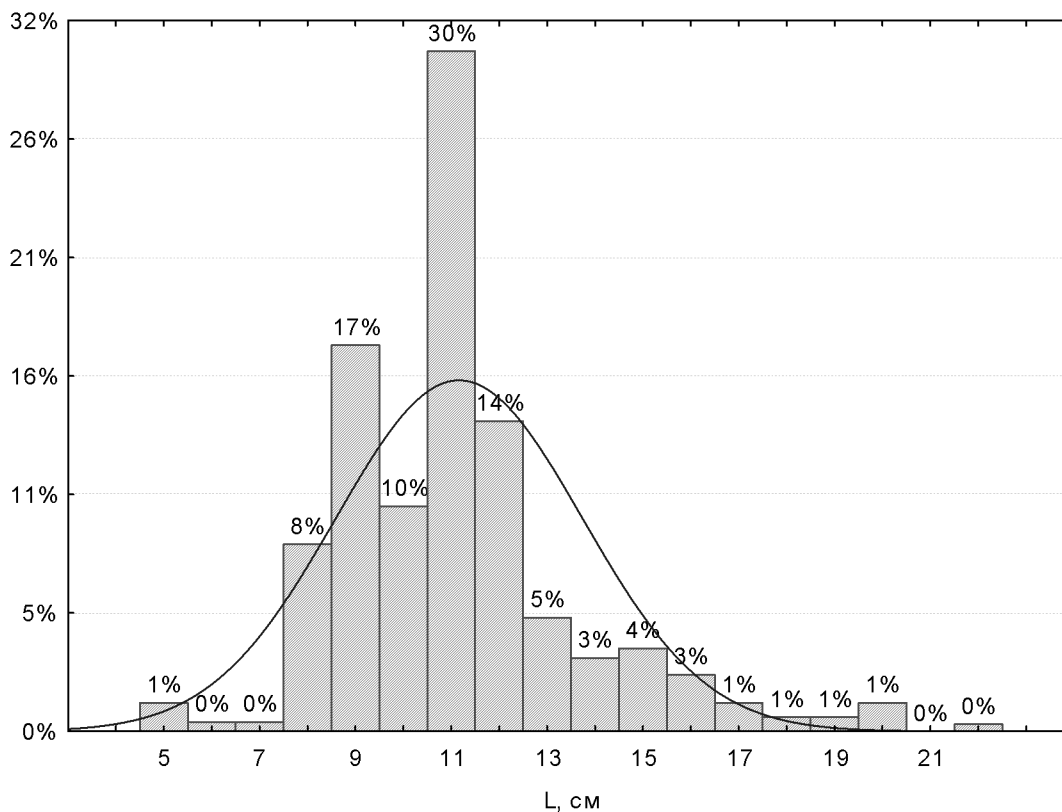


Рисунок 6 – Гістограма розподілу решток стебел соняшнику за довжиною L після обробітку

Аналіз гістограми розподілу решток стебел соняшника за довжиною L після обробітку (рис. 6) показав, що найбільша кількість решток (287 шт.) має довжину  $11 \pm 0,5$  мм (30% від загальної кількості решток). Дана довжина пояснюється тим, що відстань між ножами котка-подрібнювача становить 12 мм. Згідно з вимогами до виконання технологічного процесу подрібнення, запропонованими ННЦ "ІМЕСГ" УААН, розміри рослинних решток не повинні перевищувати 200 мм. За даним показником майже 100% (рис. 6) подрібнених рослинних решток не перевищують заданого граничного значення.

**Висновки.** На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що за якісним показником виконання технологічного процесу розроблена конструкція котка-подрібнювача є цілком працездатною і придатною до широкого використання за певних ґрунтових та кліматичних умов.

**Наступним етапом дослідження** мають стати питання надійності виконання технологічного процесу в різних ґрунтово-кліматичних зонах та природних умовах.

## Список літератури

1. Косолап М.П., Кротінов О.П. Система землеробства No-Till - Київ, 2011. – 372 с.
2. Присяжная С.П. Совершенствование процесса измельчения и рассеивания соевой соломы для повышения плодородия почвы // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2009. – №10(60). – С.95-97.
3. Лінник М.К. Технологічні аспекти використання соломи для удобрення ґрунту. / Лінник М.К., Лукаш М.І. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 76-84.
4. Говоров О.Ф. Машини для скошування і подрібнення рослин або їх решток і розподілення частинок по поверхні ґрунту. / Говоров О.Ф., Гуков Я.С., Мойсеєнко В.К. // Механізація та електрифікація сільського господарства. – 2010. – Вип. 94. – С. 29-48
5. Рішення про видачу деклараційного патенту на корисну модель №u2011 15059 від 19.12.2011. Коток-подрібнювач рослинних решток / Сало В.М., Лузан П.Г., Богатирьов Д.В. та інші.
6. Подрібнювач рослинних решток КП-4.5 [Електронний ресурс].- Режим доступу: <http://www.savitskiy.com.ua/>.

**Dmitry Bohatyrov, Vasily Salo**

*Kirovograd National Technical University*

### **Analysis of field trials roller-shredder residues of sunflower stalks**

Agrarian economy of Ukraine and the global trend of environmentally friendly crop production leads to the search for new technologies of crop growing and developing the necessary technology. The need for fertilizers feed plants is always topical issue. Over the past decade, making huge quantities of mineral fertilizers significantly degrade the organic component of topsoil . Also, use of chemicals in agriculture leads to environmental pollution. There are many cases where fertilizers and other chemicals made ill-conceived and sometimes irresponsible. This leads to the accumulation of chemicals in soil, groundwater, excessive content of their crop production , and a food - and food of animal origin. This man-made pollution of fertile soil affects the quality of agricultural products , which can lead to increased morbidity. Widespread use of pesticides has created and specific problems associated with the acquisition of weeds, pests and pathogens resistance to them.

Direction of development of agricultural machinery for crushing plant residues in Ukraine is a little known but very important. The analysis of the results of field testing of the roller-crusher. The main indicator of this unit size selected residues of sunflower stalks after shredding. The results of the tests indicate the feasibility of using this type of agricultural machinery.

**roller-crusher, stems, length, cropresidues**

Отримано 30.09.13

УДК 631.33.02

**К.В. Васильковська, асп., М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук,  
С.Я.Гончарова, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Аналіз роботи пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок**

Проведено аналіз роботи пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок. Доведено, що для гарантованого сходження зайвого насіння відцентрова сила повинна перевищувати силу тяжіння насінини. Складено диференційне рівняння руху частки в полі діючих сил, при вирішенні якого отримано залежності переміщення частки по лопатці від кута обертання диску при різних кутових швидкостях.

**висівний апарат, комірка, лопатка, сила присмокування, переміщення насінини**

**Е.В. Васильковская, Н.Н. Петренко, С.Я. Гончарова**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Анализ работы пневмомеханического высевального аппарата с периферийным расположением ячеек**

Проведен анализ работы пневмомеханического высевального аппарата с периферийным расположением ячеек. Доказано, что для гарантированного удаления лишних семян сила инерции должна быть больше силы тяжести семени. Составлено дифференциальное уравнение в поле действующих сил, при решении которого получены зависимости перемещения частицы по лопатке от угла вращения диска при различных угловых скоростях.

**высевальный аппарат, коморка, лопатка, сила присмокування, перемещение семян**

Сучасні пневмомеханічні висівні апарати просапних сівалок забезпечують ефективно однонасінневе дозування насіння, однак внаслідок суттєвої різниці швидкостей вильоту з диска (до 0,5 м/с) та швидкості сівалки (до 2,5 м/с), відбувається перерозподіл розрахункових інтервалів між насінням в борозні.

Вирішення зазначеної задачі полягає у створенні відповідних умов для забезпечення високих швидкостей обертання висівного диску. Для цього на кафедрі сільськогосподарського машинобудування КНТУ було розроблено і виготовлено дослідний екземпляр нового пневмомеханічного висівного апарата [1], головною особливістю якого є наявність оригінального висівного диска з периферійним розташуванням комірок, на внутрішній поверхні яких розмішені лопатки для примусового захоплення насіння та пасивного пристрою з порожниною для видалення зайвого насіння.

Аналіз конструкції запропонованого висівного апарата [1, 2] дозволяє стверджувати про можливість здійснення захоплення насінин, переміщення і скидання, навіть без створення розрідження у вакуумній камері.

Вочевидь, що захоплення насінин однозначно відбудеться, оскільки це обумовлено наявністю на диску периферійно розташованих комірок з лопатками та тиску  $R$  з боку насінневої маси на насінину, що захоплюється (рис. 1).

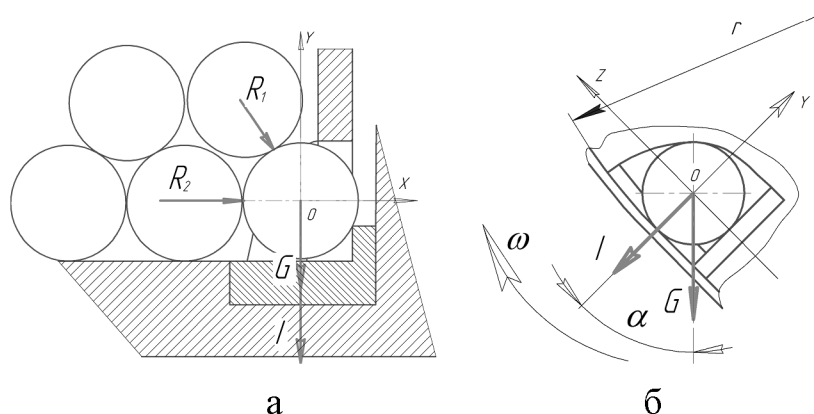

 а – схема сил в проекції  $XOY$ ; б – схема сил в проекції  $XOZ$ 

Рисунок 1 – Схема сил, що діють на насініну під час захоплення

При однонасіннєвому заповненні комірок і забезпеченні виконання умови (1), частка буде переміщуватись по внутрішній поверхні корпусу до зони скидання в борозну.

$$K = \frac{\omega^2 \cdot r}{g} \geq 1, \quad (1)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість диска, рад/с;

$r$  – відстань центра маси частки, відносно точки обертання диска, м;

$g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Природне видалення зайвого насіння можна здійснити шляхом виготовлення в корпусі апарата пасивного пристрою з порожниною, до якої під дією відцентрових сил потрапляють зайві насініни і спрямовуються назад – до зони заповнення (рис. 2).

Очевидно, що за час обертання диска на кут  $\varepsilon$ , основна насініна, щоб не потрапити разом із «зайвими» частинками до порожнини, має переміститись в радіальному напрямку на відстань, меншу ніж половина власного діаметра:

$$L < \frac{d}{2}, \quad (2)$$

де  $d$  – діаметр насініни.

Для гарантовано сходження зайвого насіння відцентрова сила повинна перевищувати силу тяжіння насініни. При наближенні колової швидкості висівного диска до швидкості руху сівалки, разом із зайвим насінням може бути видалена із комірки і основна насініна. Для гарантованого несходження основної насініни необхідне використання додаткової сили, яка б утримала її в комірці, якою і є сила присмокування  $P$  [3].

Оскільки частка не перекриває повністю собою присмокувальний отвір периферійно розташованої комірки, а допустиме переміщення частки у порожнину несуттєве  $\leq 0,5d$ , то можна вважати силу присмокування  $P$  постійною величиною (рис. 2).

Рівняння руху частки в полі діючих сил запишеться, як:

$$m \cdot S'' = -f \cdot (m \cdot g \cdot \sin\beta + P - m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin\alpha) - m \cdot g \cdot \cos\alpha + m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos\alpha, \quad (3)$$

де  $G$  – сила тяжіння,  $G = m \cdot g$ , Н;

$P$  – сила присмокування, кПа;

$I$  – відцентрова сила,  $I = m \cdot \omega^2 \cdot r$ , Н;

$F_{mp}$  – сила тертя,  $F_{mp} = f \cdot N = f \cdot (-m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin\alpha + m \cdot g \cdot \sin\beta)$ , Н;

$N$  – сила нормальної реакції, Н;

$f$  – коефіцієнт тертя насінин по матеріалу корпусу;

$m$  – маса насінини, кг;

$\beta$  – кут встановлення лопатки до вертикалі,  $\beta = \frac{\pi}{2} - \varphi + \alpha_0 + \omega t$ ;

$\varphi$  – кут розташування порожнини;

$\alpha_0$  – кут, що визначає положення початку лопатки.

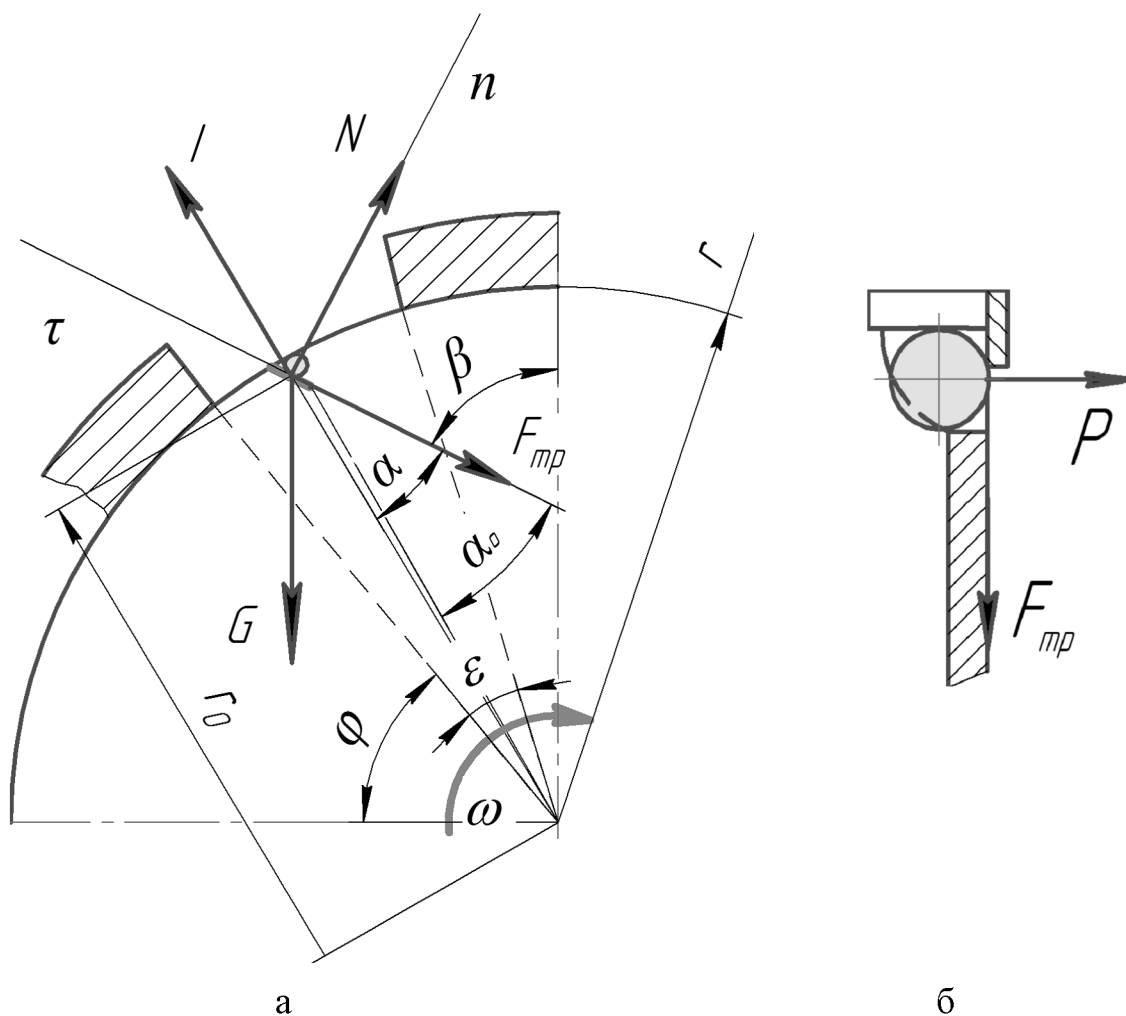
Або:

$$S'' = -f \cdot g \cdot \sin \beta + \frac{f \cdot P}{m} + f \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \sin \alpha - g \cdot \cos \beta + \omega^2 \cdot r \cdot \cos \alpha, \quad (4)$$

де  $r \cdot \cos \alpha = S + r_0 \cdot \cos \alpha_0$ ;

$r \cdot \sin \alpha = r_0 \cdot \sin \alpha_0$ ;

$P, \omega$  - константи.



а – схема сил в проекції  $XOZ$ ; б – схема сил в проекції  $XOY$

Рисунок 2 – Схема сил, що діють на насінину під час транспортування її до зони скидання

Після вирішення рівняння виразу (4) переміщення частки по лопатці визначиться за рівнянням:

$$S = \frac{1}{2} \left( e^{\frac{\omega t}{2}} - e^{-\frac{\omega t}{2}} \right)^2 \cdot \left( r_0 \cdot (\cos \alpha_0 + f \cdot \sin \alpha_0) - \frac{f \cdot P}{m \cdot \omega^2} \right) + \frac{\sqrt{2} \cdot g}{4 \cdot \omega^2} \left[ (\cos \alpha_1 + f \sin \alpha_1) \cdot e^{\omega t} + (\sin \alpha_1 - f \cos \alpha_1) \cdot e^{-\omega t} - \left[ -\sqrt{2} \cdot (\sin(\omega t + \alpha - \varphi) - f \cos(\omega t + \alpha - \varphi)) \right] \right] \quad (5)$$

де  $\alpha_1 = \alpha_0 - \varphi - \frac{\pi}{4}$ .

Переміщення насінини в радіальному напрямку знаходиться в межах:

$$0 < L = S \cdot \cos \alpha_0 < \frac{d}{2}. \quad (6)$$

Для забезпечення виконання умови (6), насінини має переміщуватись в радіальному напрямку протягом часу, за який диск повернеться на кут  $\varepsilon$ , що визначає розмір порожнини:

$$t = \frac{\varepsilon}{\omega}, \quad (7)$$

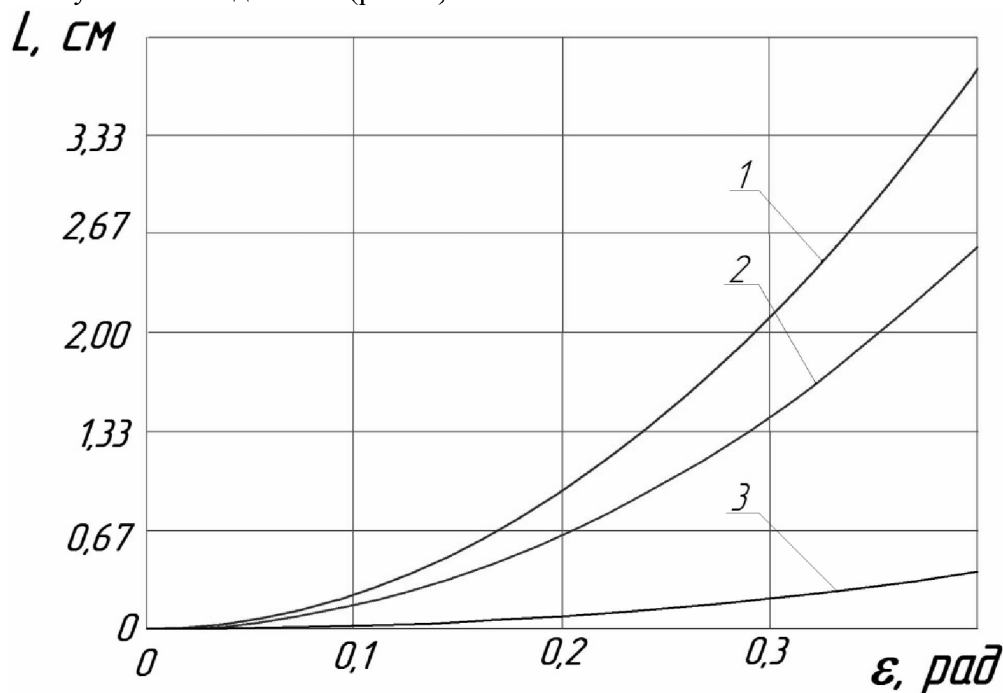
де  $\varepsilon$  - кут, що визначає розмір порожнини, рад;

$\omega$  - кутова швидкість висівного диску, рад/с.

Тоді отримаємо:

$$L = \left[ \frac{1}{2} \left( e^{\frac{\omega t}{2}} - e^{-\frac{\omega t}{2}} \right)^2 \cdot \left( r_0 \cdot (\cos \alpha_0 + f \cdot \sin \alpha_0) - \frac{f \cdot P}{m \cdot \omega^2} \right) + \frac{\sqrt{2} \cdot g}{4 \cdot \omega^2} \left[ (\cos \alpha_1 + f \sin \alpha_1) \cdot e^{\omega t} + (\sin \alpha_1 - f \cos \alpha_1) \cdot e^{-\omega t} - \left[ -\sqrt{2} \cdot (\sin(\omega t + \alpha - \varphi) - f \cos(\omega t + \alpha - \varphi)) \right] \right] \right] \cdot \cos \alpha \quad (8)$$

Побудовано залежності переміщення частки по лопатці від кута обертання диску при різних кутових швидкостях (рис. 3).



1 – 30 рад/с, 2 – 25 рад/с, 3 – 20 рад/с

Рисунок 3 – Залежності переміщення частки по лопатці від кута обертання диску за умови створення вакууму при кутових швидкостях

Як видно з отриманої залежності, наявність сили присмокування дозволяє збільшити розмір порожнини (кут який визначає її розмір) до 0,26...0,32 рад при кутових швидкостях диску відповідно 30...25 рад/с, що дозволить гарантовано видалити зайві насінини (двійники), оскільки їх переміщення по лопатці в цьому випадку перевищує половину власного діаметру. А основна насінина завдяки наявності сили присмокування, надійно утримується в комірці і транспортується диском до зони скидання її в борозну.

## Список літератури

1. Петренко М.М. Вдосконалення пневмомеханічного висівного апарата для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, том 1 «Механізація сільськогосподарського виробництва» – 2011. Випуск 107. – С. 359-363.
2. Пат. 77191 У Україна, МПК А01С 7/04 (2006.01). Пневмомеханічний висівний апарат / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В.; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет – №ч201203339; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл. № 3.
3. Васильковская Е. Обоснование конструктивной схемы пневмомеханического высевального аппарата для точного посева семян пропашных культур / Васильковская Е., Петренко Н., Гончарова С. // MOTROL. COMMISSION OF MOTORIZATION AND ENERGETICS IN AGRICULTURE – Lublin, Vol. 15, No. 2, - 2013, 99–105.

**Ekaterina Vasytkovska, Nikolay Petrenko, Svetlana Goncharova**

*Kirovograd National Technical University.*

### **Analysis of pneumomechanical sowing device with a peripheral cells**

Analysis of the design of the proposed sowing device suggests a possibility of capture, seeds, movement and dumping them, even without the use of vacuum. But guaranteed to shift the main seed furrow necessary to use more force that it be kept in the cell. Found that to guarantee convergence excess seed centrifugal force must exceed the force of gravity seed. Done differential equation of motion particle in the field of active forces in dealing with any dependencies particles moving in a pan on the angle of rotation of the disk at different angular velocities. The presence of suction power, can increase the size of the cavity passive trunk seed to 0.26 ... 0.30 radians in angular velocity of the disk 30 ... 25 radians per second. This will guaranteed to remove those extra seeds, as they move around the pan more than half their own diameter. A basic seed, thanks to the force of suction, securely held in a cell and transported to the area of a disk reset.

Одержано 28.10.13

УДК 621.317.533.275

**Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, Ю.В. Човнюк, проф., канд. техн. наук,  
Ю.О. Гуменюк, доц., канд. техн. наук, О.П. Гуцол, канд. техн. наук,  
О.В. Дахно, магістр**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **Використання електромагнітних хвиль мм-діапазону для вимірювання вологості ґрунтів та сипких матеріалів**

Розглянутий радіохвильовий метод (з використання електромагнітних хвиль мм-діапазону) для вимірювання вологості твердих (ґрунтів) та сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва, який базується на просвічуванні вказаних матеріалів електромагнітним випромінюванням зазначеного діапазону частот ( $f=60$  ГГц), має досить просту методику вимірювання і відноситься до безконтактних методів.

**електромагнітні хвилі, вологість, ґрунт, сипкий матеріал**

**Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк., А.П. Гуцол, А.В. Дахно**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**Использование электромагнитных волн мм-диапазона для измерения влажности почв и сыпучих материалов**

Рассмотрен радиоволновой метод (с использованием электромагнитных волн мм-диапазона) для измерения влажности твердых (грунтов) и сыпучих материалов сельскохозяйственного производства, который основан на просвечивании материалов электромагнитным излучением указанного диапазона частот ( $f=60$  ГГц), имеет довольно простую методику измерения и относится к бесконтактным методам.

**электромагнитные волны, влажность, почва, сыпучие материалы**

**Постановка проблеми.** Вимірювання вологості сипких та твердих матеріалів (типу ґрунтів) необхідне не тільки для потреб сільськогосподарського виробництва, але і у багатьох інших галузях промисловості для контролю технологічних процесів [1, 2]. Визначення вологості шляхом зважування сухого і вологого зразків вимагає тривалого часу [3]. Серед методів, що забезпечують швидке і точне вимірювання вологості сипких і твердих матеріалів, особливий інтерес представляють безперервні та безконтактні методи, при використанні яких не порушується цілісність матеріалу. Перспективним методом вимірювання вологості матеріалів є радіохвильовий метод [4], зокрема, у мм-діапазоні, який базується на використанні ефекту обертальної релаксації молекул води у НВЧ-полі (з несучою частотою  $f=60$  ГГц), що призводить до поглинання енергії електромагнітної хвилі (ЕМХ) у вологому матеріалі [5, 6]. Висока чутливість радіохвильового методу обумовлена відмінністю діелектричної проникності води і сухого матеріалу. Даний метод отримав широке застосування завдяки можливості отримання простих технічних рішень НВЧ-воломірів (або воломірів мм-діапазону ЕМХ) за нескладної методики вимірювань. Перевагою даного методу є безконтактність вимірювань і можливість інтегральної оцінки вологості. Принцип, який лежить у основі даного методу, полягає у вимірюванні параметрів ЕМХ, яка пройшла, та відбитої хвилі після взаємодії з матеріалом (т.з. метод НВЧ-рефлектометрії). На основі даного принципу реалізується три схеми вимірювання вологи – за значенням поглинання енергії НВЧ-поля, значенням фазового зсуву НВЧ-коливань і за

параметрами відбитої від матеріалу хвилі [4]. (Можливе також вивчення поляризаційних ефектів при розповсюдженні ЕМХ мм-діапазону через вологі тверді/сипкі матеріали). Зазначимо, що вимірювання вологості за поглинанням НВЧ-енергії є найбільш поширеним у практиці НВЧ-вологометрії [2, 3].

**Огляд останніх публікацій за темою дослідження.** Забезпеченню єдності вимірювання вологості твердих матеріалів присвячена робота [1]. У [2] наведений високочастотний контроль вологості при збагаченні корисних копалин. Автор [3] описує техніку НВЧ-вологометрії. Радіохвильові вимірювання параметрів технологічних процесів проведені й досліджені всебічно у [4]. Фізико-технічні основи вологості у харчовій промисловості висвітлені у [5]. Застосуванню техніки НВЧ у целюлозно-паперовому виробництві присвячена робота [6]. Електродинаміка і розповсюдження радіохвиль розглянуті у роботах [7, 8]. Електродинамічні властивості матеріальних середовищ вивчені у [9]. Автори [10] дослідили електродинаміку структур вкрай високих частот ( $f \approx 50 \dots 60 \text{ ГГц}$ ). Результати зазначених вище робіт будуть використані у даному дослідженні.

**Метою даної роботи** є встановлення основних закономірностей процесу вимірювання вологості матеріалів на НВЧ у мм-діапазоні ЕМХ, який характеризується високою точністю і може проводитись без контакту з ними, що дозволяє, у свою чергу, здійснювати безперервні вимірювання великих об'ємів речовини (грунтів, сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва тощо). НВЧ-вологоміри (або вологоміри мм-діапазону ЕМХ) зараз починають широко використовуватись для вимірювання і контролю вологості сільськогосподарської сировини, напівфабрикатів, готових виробів як у лабораторних так і промислових умовах.

#### **Виклад основного матеріалу**

Одним із методів вимірювання вологості сипких і твердих (грунтів) матеріалів сільськогосподарського виробництва/призначення є метод, який базується на просвічуванні матеріалу мікрохвильовим/мм-діапазону ЕМХ випромінюванням, причому вологість визначається за втратами потужності ЕМХ, яка пройшла через зразок матеріалу. Послаблення, яке характеризує втрати НВЧ (або крайньовисокочастотної (КВЧ)) потужності, є функцією електричних властивостей матеріалу, через який проходить ЕМХ.

#### **1. Основні положення. Характеристика лінії передачі (ЛП), заповненої діелектриком з втратами**

У даному пункті дослідження наведені основні положення, які використовуються при подальшому розгляді поставленої мети роботи. Оскільки у подальшому аналізі використані характеристики ЛП, заповненої діелектриком з втратами, то для зручності викладення матеріалів дослідження нижче наведені необхідні дані [7].

Хвильове число  $\gamma$  хвилі Н- або Е-типу, що розповсюджуються у хвилеводі, заповненому діелектриком з втратами, дорівнює:

$$\gamma^2 = x^2 - \varepsilon^* \cdot k^2, \quad (1)$$

де  $x$  – хвильове число поперечного перерізу;

$k$  – хвильове число вільного простору;

$\varepsilon^*$  - комплексна відносна діелектрична проникність, що дорівнює:

$$\varepsilon^* = +i\varepsilon'' = \varepsilon'(1 + i \cdot \text{tg } \delta), i^2 = -1, \quad (2)$$

де  $\text{tg } \delta = \frac{\varepsilon''}{\varepsilon'} = \frac{\Lambda}{\omega \varepsilon_0 \varepsilon'}$  – тангенс кута діелектричних втрат;

$(\varepsilon', \varepsilon'')$  – дійсна та уявна складові комплексної діелектричної проникності  $\varepsilon^*$  (тобто,  $\varepsilon' = \operatorname{Re} \varepsilon^*$ ,  $\varepsilon'' = \operatorname{Im} \varepsilon^* = \varepsilon' \cdot \operatorname{tg} \delta$ );

$\varepsilon$  – проникність діелектрика;

$\varepsilon_0$  – абсолютна діелектрична постійна вакууму;

$\varepsilon$  – відносна діелектрична проникність середовища;

$\omega$  – кругова частота ЕМХ.

Якщо підставити значення (2) в (1), то отримаємо:

$$\gamma = \alpha + i\beta\varepsilon, \quad (3)$$

де  $\alpha$  – коефіцієнт згасання:

$$\alpha = \frac{k^2 \varepsilon' \operatorname{tg} \delta}{2\beta\varepsilon}, \quad (4)$$

$\beta\varepsilon$  – хвильове число:

$$\beta\varepsilon^2 = k^2 \left[ \varepsilon' - \left(\frac{x}{k}\right)^2 \right] \cdot \left\{ \frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + \left[ \frac{\varepsilon''}{\varepsilon' - \left(\frac{x}{k}\right)^2} \right]^2} \right\}. \quad (5)$$

Якщо  $\varepsilon'' = 0$ , тоді з (5) випливає звичайна формула для  $\beta\varepsilon$ . Якщо  $\varepsilon'' \neq 0$ , але досить мала величина у порівнянні з одиницею ( $0 < \varepsilon'' \ll 1$ ), тобто формулу (5) можна спростити:

$$\beta\varepsilon^2 \approx k^2 \left[ \varepsilon' - \left(\frac{x}{k}\right)^2 \right] \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{4} \left( \frac{\varepsilon''}{\varepsilon' - \left(\frac{x}{k}\right)^2} \right)^2 \right\}. \quad (6)$$

(Припущення про  $\varepsilon''$  майже завжди виконується для більшості діелектриків). Якщо не розглядати область значень довжин хвиль, при яких  $x^2 \approx \varepsilon' \cdot k^2$ , тоді другим доданком у фігурних дужках формули (6) можна знехтувати:

$$\beta\varepsilon^2 \approx k^2 \left[ \varepsilon' - \frac{x^2}{k^2} \right] \Rightarrow \beta\varepsilon \approx k \sqrt{\varepsilon' - \frac{x^2}{k^2}}. \quad (7)$$

При аналізі процесів розповсюдження ЕМХ вздовж хвилеводу широко використовується поняття хвильових опорів. Для Н- та Е-хвиль ці опори рівні:

$$Z_H = \frac{i\omega\mu_0}{\gamma}, \quad Z_E = \frac{\gamma}{i\omega\varepsilon_0\varepsilon^*}, \quad (8)$$

де  $\mu_0$  – магнітна проникність вакууму (абсолютна) ( $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} \text{ Гн/м}$ ).

Підставивши у ці формули значення  $\gamma$  з (3), після перетворень маємо:

$$Z_H = \frac{\omega\mu_0}{\beta\varepsilon} \left[ \frac{1 + i\frac{\alpha}{\beta\varepsilon}}{1 + \left(\frac{\alpha}{\beta\varepsilon}\right)^2} \right], \quad (9)$$

$$Z_E = \frac{\beta\varepsilon}{\omega\varepsilon'\varepsilon_0} \left[ \frac{1 + \frac{\alpha}{\beta\varepsilon} \operatorname{tg} \delta + i \cdot \left( -\frac{\alpha}{\beta\varepsilon} + \operatorname{tg} \delta \right)}{1 + \operatorname{tg}^2 \delta} \right]. \quad (10)$$

Якщо  $\operatorname{tg} \delta$  сталий, тоді, використовуючи значення для  $\beta_e$  з (7) та (5), маємо:

$$Z_H \approx Z'_H \left( 1 + i \frac{\alpha}{\beta_e} \right); \quad (11)$$

$$Z_E \approx Z'_E \left( 1 + i \left[ \operatorname{tg} \delta - \frac{\alpha}{\beta_e} \right] \right). \quad (12)$$

де  $Z'_H$  і  $Z'_E$  – хвильовий опір хвилеводів, заповнених діелектриком без врахування втрат.

Вираз  $\frac{\alpha}{\beta_e}$  має вигляд:

$$\frac{\alpha}{\beta_e} = \frac{\varepsilon''}{2} \left( \frac{k}{\beta_0} \right)^2 = \frac{\operatorname{tg} \delta}{2} \cdot \frac{\varepsilon'}{\left[ \varepsilon' - \left( \frac{x}{k} \right)^2 \right]}, \quad (13)$$

де  $\beta_0 \approx k \sqrt{\varepsilon'}$ .

Якщо  $\varepsilon' \gg 1 > \left( \frac{x}{k} \right)^2$ , тоді  $\frac{\alpha}{\beta_e} \approx \frac{\operatorname{tg} \delta}{2}$  й:

$$Z_H \approx Z'_H \left( 1 + i \frac{\operatorname{tg} \delta}{2} \right) \approx Z'_H \left( 1 + i \frac{\alpha}{\beta_0} \right); \quad (14)$$

$$Z_E \approx Z'_E \left( 1 + i \frac{\operatorname{tg} \delta}{2} \right) \approx Z'_E \left( 1 + i \frac{\alpha}{\beta_0} \right). \quad (15)$$

Розділивши відповідні значення хвильових опорів хвилеводів без діелектрика на вирази (14) та (15) отримаємо нормовані хвильові опори  $Z'_{H_0}$  і  $Z'_{E_0}$ :

для хвиль Н-типу:

$$Z'_{H_0} \approx Z_{H_0} \left( 1 - i \frac{\alpha}{\beta_0} \right), \quad Z'_{H_0} = \frac{\sqrt{\varepsilon' - \left( \frac{x}{k} \right)^2}}{\sqrt{1 - \left( \frac{x}{k} \right)^2}}; \quad (14')$$

для хвиль Е-типу:

$$Z'_{E_0} \approx Z_{E_0} \left( 1 - i \frac{\alpha}{\beta_0} \right), \quad Z'_{E_0} = \frac{\sqrt{\varepsilon' - \left( \frac{x}{k} \right)^2}}{\sqrt{1 - \left( \frac{x}{k} \right)^2}}. \quad (15')$$

## 2. Розповсюдження ЕМХ у регулярному хвилеводі з прошарком діелектрика (з довільною формою поперечного перерізу хвилевода)

Розглянемо нескінченний регулярний хвилевод з довільною формою поперечного перерізу (рис. 1). Перпендикулярно до осі хвилеводу розміщена діелектрична пластина що перекриває хвилевод. Припустимо, що діелектрик, з якого виготовлена пластина, має втрати, а у стінках хвилеводу втрат немає.

Нехай зліва направо розповсюджується ЕМХ одного будь якого типу (Н- або Е-типу).

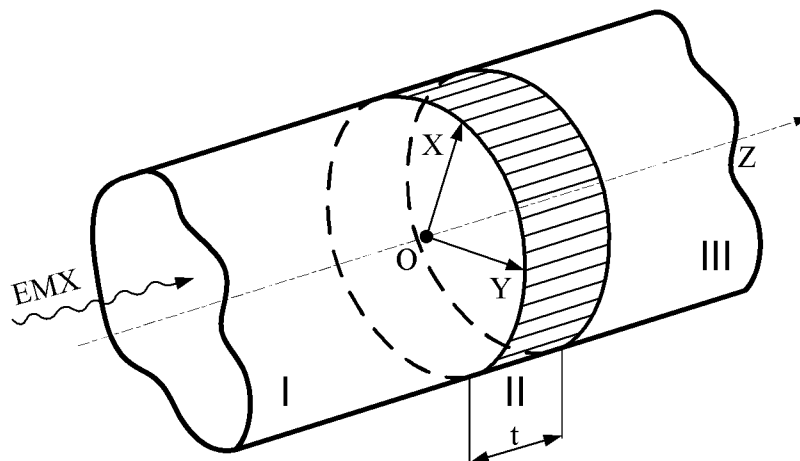


Рисунок 1 – Регулярний хвильовод з прошарком діелектрика (I, II, III – області хвильоводу)

Запишемо вирази для полів у областях I, II, III у такому вигляді:

I область ( $-\infty < Z \ll 0$ ):

$$\begin{cases} E_t^I = [A \exp(-i\beta_0 Z) + B \exp(i\beta_0 Z)] \vec{s}_{h,e}; \\ E_z^I = [A \exp(-i\beta_0 Z) - B \exp(i\beta_0 Z)] \vec{q}_e; \\ H_t^I = [A \exp(-i\beta_0 Z) - B \exp(i\beta_0 Z)] \frac{\vec{p}_{h,e}}{Z_I}; \\ H_z^I = [A \exp(-i\beta_0 Z) + B \exp(i\beta_0 Z)] \vec{q}_h. \end{cases} \quad (16)$$

II область ( $0 \ll Z \ll t$ ):

$$\begin{cases} E_t^{II} = [C e^{-\gamma Z} + D e^{\gamma Z}] \vec{s}_{h,e}; \\ E_z^{II} = [C e^{-\gamma Z} - D e^{\gamma Z}] \vec{q}_e; \\ H_t^{II} = [C e^{-\gamma Z} - D e^{\gamma Z}] \frac{\vec{p}_{h,e}}{Z_{II}}; \\ H_z^{II} = [C e^{-\gamma Z} + D e^{\gamma Z}] \vec{q}_h. \end{cases} \quad (17)$$

III область ( $t \ll Z < +\infty$ ):

$$\begin{cases} E_t^{III} = [F e^{-i\beta_0 Z}] \vec{s}_{h,e}; \\ E_z^{III} = [F e^{-i\beta_0 Z}] \vec{q}_e; \\ H_t^{III} = [F e^{-i\beta_0 Z}] \frac{\vec{p}_{h,e}}{Z_{II}}; \\ H_z^{III} = [F e^{-i\beta_0 Z}] \vec{q}_h. \end{cases} \quad (18)$$

де  $A, B, C, D$  – невідомі амплітуди полів;  
 $\vec{s}, \vec{p}, \vec{q}$  – векторні функції для Н- та Е-хвиль, що характеризують розподіл поля у поперечному перерізі хвилеводу;

$\beta_0, \gamma$  – хвилеві числа;

$Z_I, Z_{II}$  – ненормовані хвилеві опори.

Множник  $e^{i\omega \tilde{t}}$ , де  $\tilde{t}$  – час, у виразах (16) - (18) опущений.

Приврівнюючи тангенціальні складові полів на границях областей I, II, III, отримаємо значення амплітуд:

$$B = \frac{(1-Z^2)sh\theta}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} A; \quad (19)$$

$$C = \frac{(1+Z)e^\theta}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} A; \quad (20)$$

$$D = \frac{-(1+Z)e^{-\theta}}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} A; \quad (21)$$

$$F = \frac{2Z e^{i\varphi_0}}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} A, \quad (22)$$

де  $\varphi_0 = \beta_0 t$ , де  $\theta = \gamma t$ ,  $Z = \frac{Z_1}{Z_2} = Z_{HO,EO}$ .

Зазначимо, що у прийнятих тут позначеннях константи  $B, C, D, F$  не мають розмірності поля. Для того, щоб отримати правильну розмірність, необхідно  $A$  замінити на  $\frac{E_0}{Z} \sqrt{\frac{S}{2}}$  ( $S$  – площа поперечного перерізу хвилеводу;  $E_0$  – напруженість електричного поля у вакуумі;  $\tilde{Z}$  – поточна координата вздовж осі хвилеводу ( $\tilde{Z} \equiv Z$ , не плутати з  $Z$  – імпеданс)).

Далі кінцеві результати подані у безрозмірному вигляді.

Формули для амплітуд (19), (20) справедливі як для Н- так і Е-хвиль. Використовуючи значення амплітуд (19) - (22), можна записати формули для тангенціальних складових поля у областях I – III:

$$E_t^I = A s_{h,e} e^{-i\beta_0 Z} + \frac{(1-Z^2)sh\theta}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} A s_{h,e} e^{i\beta_0 Z}; \quad (23)$$

$$E_t^{II} = 2A s_{h,e} \frac{[Zch\theta(1-\xi)+sh\theta(1-\xi)]}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta}; \quad (24)$$

$$E_t^{III} = 2A s_{h,e} \frac{Z e^{i\varphi_0}}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} e^{-i\beta_0 Z}; \quad (25)$$

де  $\xi = \frac{Z}{t}$ .

Аналогічно можна записати вирази і для повздовжніх складових полів  $E_Z$  і  $H_Z$ . Зокрема, для поля  $E_Z$  маємо:

$$E_Z^I = A q_e e^{-i\beta_0 Z} + \frac{(1-Z^2)sh\theta}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta} A q_e e^{i\beta_0 Z}; \quad (26)$$

$$E_Z^{II} = 2A q_e \frac{[ch\theta(1-\xi)+Zsh\theta(1-\xi)]}{(1+Z^2)sh\theta+2Zch\theta}; \quad (27)$$

$$E_Z^{III} = 2A q_\varepsilon \frac{Z e^{i\varphi_0}}{(1+Z^2)sh\theta + 2Zch\theta} e^{-i\beta_0 Z} \quad (28)$$

З даних формул випливає, що коефіцієнт відбиття рівний:

$$R = \frac{B}{A} = \frac{(1-Z^2)sh\theta}{(1+Z^2)sh\theta + 2Zch\theta} \quad (29)$$

а коефіцієнт передачі має вигляд:

$$T = \frac{F}{A} = \frac{2Z e^{i\varphi_0}}{(1+Z^2)sh\theta + 2Zch\theta} \quad (30)$$

Таким чином, вирази (23) – (25) для поля і формули для амплітуд хвиль (19) - (22) повністю вирішують завдання щодо визначення розподілу поля Н- та Е-хвиль у регулярному хвилеводі з діелектричною пластиною. Можна показати, що формули (29) і (30) співпадають з відповідними виразами для коефіцієнта відбиття і передачі для хвиль у вільному просторі [3], відмінність полягає лише у значеннях  $Z$  і  $\beta$ , які для Н-, Е- і ТЕМ-хвиль різні.

Щільність потужності втрат у діелектрику дорівнює [8]:

$$P = \frac{\omega \varepsilon_0 \varepsilon''}{2} |E|^2 \quad (31)$$

Використовуючи значення сталої затухання  $\alpha$  (4) і хвильового числа  $\beta_0$  (7), формулу (31) можна записати в іншому вигляді:

$$P = \frac{\alpha \beta_0}{\rho k} |E|^2, \quad (32)$$

де  $\rho$  – хвильовий опір вільного простору.

Для хвиль Н-типу електричне поле поперечне, тому:

$$|E|^2 = |E_t|^2 \quad (33)$$

У випадку Е-хвиль поле містить як поперечну, так і повздовжню компоненти:

$$|E|^2 = |E_t|^2 + |E_z|^2 \quad (34)$$

## 2.1 Розповсюдження Н-хвиль

Оскільки у хвилеводі використовуються діелектрики з малими втратами, то при подальшому аналізі доцільно обмежитись лише випадком малих значень  $\text{tg}\delta$ , або, точніше, малих значень  $\Delta t$ . Враховуючи дане припущення, з формули (24) маємо:

$$|E_t''|^2 = |A|^2 |S_n|^2 \cdot \frac{4[Z_0^2 \cos^2 \varphi (1-\xi) + \sin^2 \varphi (1-\xi) + 2Z_0^2 \alpha t (1-\xi) - Z_0 \left(\frac{\alpha}{\beta}\right) \sin 2\varphi (1-\xi)]}{4Z_0^2 \cos^2 \varphi + (1+Z_0^2) \sin^2 \varphi + 4Z_0 \alpha t [Z_0^2 + 1 + (Z_0^2 - 1) \frac{\sin 2\varphi}{2\varphi}]}, \quad (35)$$

де  $Z_0$  – відношення хвильових опорів хвилеводу без діелектрика і хвилеводу з діелектриком без втрат (14'), (15');  $\varphi = \beta_s t$ .

Оскільки окремі доданки малі, то для низки випадків ними можна знехтувати:

$$|E_t''|^2 = |A|^2 |S_h|^2 \cdot \frac{4[Z_0^2 \cos^2 \varphi (1-\xi) + \sin^2 \varphi (1-\xi)]}{4Z_0^2 \cos^2 \varphi + (1+Z_0^2) \sin^2 \varphi}. \quad (36)$$

Оскільки вираз зручний для аналізу і у багатьох реальних ситуаціях забезпечує достатню точність. Підставляючи (36) у (32), отримуємо вираз для розподілу щільності втрат:

$$P_h = 2\alpha \left( \frac{\beta_\varepsilon}{\beta_0} \right) \frac{|S_h|^2}{\int_S |S_h|^2 ds} \cdot \frac{4[Z_0^2 \cos^2 \varphi (1-\xi) + \sin^2 \varphi (1-\xi)] P_0}{4Z_0^2 \cos^2 \varphi + (1+Z_0^2) \sin^2 \varphi}, \quad (37)$$

де  $P_0$  – потужність хвилі, що падає на діелектрик:

$$P_0 = \frac{1}{2} \cdot \operatorname{Re} \int_S [E_t^I \cdot H_t^I] \vec{Z}_0 ds = \frac{|A|^2}{2Z_1} \int_S S_h ds, \quad (38)$$

де  $z_0$  – орт вздовж осі  $Oz$ .

Якщо електрична товщина діелектрика мала, то з (37) випливає:

$$P_h = 2\alpha \left( \frac{\beta_\varepsilon}{\beta_0} \right) \frac{|S_h|^2}{\int_S |S_h|^2 ds} \cdot \frac{|S_h|^2}{\int_S S_h ds} P_0. \quad (39)$$

Повну потужність втрат  $P_{nm}$  у вікні можна знайти шляхом інтегрування потужності втрат за об'ємом вікна:

$$\frac{P_{nm}}{P_0} = \int_v p dv \approx \left( \frac{\alpha}{\beta_\varepsilon} \right) \left( \frac{\beta_\varepsilon}{\beta_0} \right) \cdot \frac{4[Z_0^2 + 1 + (Z_0^2 - 1) \frac{\sin 2\varphi}{2\varphi}] \varphi}{4Z_0^2 \cos^2 \varphi + (1+Z_0^2) \sin^2 \varphi + 4Z_0^2 \left( \frac{\alpha}{\beta_\varepsilon} \right) \varphi Z'} \quad (40)$$

$$\text{де } Z' = Z_0^2 + 1 + (Z_0^2 - 1) \frac{\sin 2\varphi}{2\varphi}.$$

При малих значеннях електричної товщини діелектрика ( $\varphi \ll 1$ ) з даної формули випливає, що відносна величина потужності втрат дорівнює:

$$\frac{P_{nm}}{P_0} \approx 2\alpha t \left( \frac{\beta_\varepsilon}{\beta_0} \right), \quad (41)$$

тобто втрати пропорційні товщині діелектрика  $t$ . У випадку великих товщин залежність більш складна. При достатньо великих, але скінченних значеннях  $\varphi = \beta_\varepsilon t$  і малих значеннях  $2t \ll 1$  з (41) випливає:

$$\frac{P_{nm}}{P_0} \left( \frac{\beta_\varepsilon}{\alpha} \right) \approx \frac{4Z_0^2 (1+Z_0^2) \varphi}{4Z_0^2 + (1-Z_0^2) \sin^2 \varphi}, \quad (42)$$

## 2.2 Розповсюдження Е-хвиль

Розглянемо тепер випадок Е-хвиль. Так само, як і для Н-хвиль, можна було б проаналізувати квадрат поперечної складової і квадрат поздовжньої складової. Однак, якщо цікавитись лише сумарними втратами, то можна вчинити значно простіше. Із закону збереження енергії випливає, що потужність втрат дорівнює:

$$\frac{P_{nm}}{P_0} = 1 - |R|^2 - |T|^2, \quad (43)$$

де  $|R|$  й  $|T|$  визначається формулами (29), (30), які справедливі як для Н-, так і для Е-хвиль. Підставивши значення  $|R|$  і  $|T|$  у (43), матимемо:

$$\frac{P_{nm}}{P_0} = 1 - \frac{|1-Z^2|^3 |\operatorname{sh} \theta|^2 - 4|Z|^2}{|(1+Z^2)\operatorname{sh} \theta + 2Z \cdot \operatorname{ch} \theta|^2}. \quad (44)$$

Ця формула дає можливість розрахувати повні втрати для обох типів хвиль. Обмежуючись випадком малих втрат і використовуючи значення для  $Z$  (14'), (15') і для  $\beta_\varepsilon$  (7) (справедливі при  $\varepsilon k^2 \gg x^2$ ), з формули (44) отримуємо результат, що співпадає з (37), тобто як для Н-, так і для Е-хвиль втрати у вказаному наближенні розраховуються за однією і тією формулою (37). Оскільки поле Н-хвиль визначається однією поперечною складовою, а Е-хвиль – поздовжньою і поперечною, то співпадання результатів означає, що поздовжня складова напруженості електричного поля у випадку малих втрат (і при  $\varepsilon k^2 \gg x^2$ ) вносить незначну величину у загальні втрати, порівняно з поперечною складовою поля. У цьому можна переконатися при безпосередньому аналізі щільності втрат, обумовлених складовими  $E_x$  й  $E_z$ .

### 3. Розподіл втрат потужності ЕМХ у поперечному перерізі хвилевода

Розподіл втрат у поперечному перерізі визначається векторними функціями  $\vec{s}, \vec{p}, \vec{q}$  (16) – (18), які у прийнятих тут позначеннях мають наступний вигляд:

- для Н-хвилі:

$$S_h = [\nabla \Psi Z_0]; P_h = \nabla \Psi_h; q_h = \frac{i x_h^2}{\omega \mu_0} \Psi_h Z_0; \quad (45)$$

- для Е-хвилі:

$$S_e = \Psi_e; P_e = [\nabla \Psi Z_0]; q_e = -\frac{x^2}{\gamma_\varepsilon} \Psi_e Z_0, \quad (46)$$

де  $\Psi_h$  і  $\Psi_e$  – власні функції хвильового рівняння для поперечного перерізу хвилеводу. Ці функції дійсні, не залежать від властивостей середовища, що заповнює хвилевод і тому не діляться хвилеводу без діелектрика і з діелектриком однакові. Власні функції  $\Psi$  визначаються з точністю до константи, яка знаходиться з умови нормування:

$$\int_S |\Psi_{e,h}|^2 ds = 1; \int_S |\nabla \Psi_{e,h}|^2 ds = x_{e,h}^2. \quad (47)$$

Підставляючи значення векторних функцій (45) і (46) у формулу (32), для щільності втрат отримуємо:

$$P_h = 2\alpha P_0 \left( \frac{\beta_\varepsilon}{\beta_0} \right) \left[ \frac{|\nabla \Psi_e|^2}{x_\varepsilon^2} |f_1(\gamma\xi)|^2 \right], \quad (48)$$

де

$$|f_1(\gamma\xi)|^2 = 4 \left| \frac{Z \operatorname{ch} \theta (1-\xi) + \operatorname{sh} \theta (1-\xi)}{2 Z \operatorname{ch} \theta + (1+Z^2)\operatorname{sh} \theta} \right|^2; \quad (49)$$

$$P_e = 2\alpha P_0 \left( \frac{\beta_0 \beta_\varepsilon}{k^2} \right) \left[ \frac{|\nabla \Psi_e|^2}{x_\varepsilon^2} |f_1(\gamma\xi)|^2 + \frac{x_\varepsilon^2}{|\gamma|^2} |\Psi_e|^2 |f_2(\gamma\xi)|^2 \right], \quad (50)$$

де

$$|f_2(\gamma\xi)|^2 = 4 \left| \frac{c \operatorname{ch} \theta (1-\xi) + Z \operatorname{sh} \theta (1-\xi)}{2 Z c \operatorname{ch} \theta + (1+Z^2) \operatorname{sh} \theta} \right|^2. \quad (51)$$

Таким чином, розподіл втрат у поперечному перерізі вікна повністю визначається власною функцією та її градієнтом.

У випадку прямокутного хвилеводу [6] власні функції рівні:

$$\Psi_{e,mn} = \frac{2}{\sqrt{ab}} \cdot \sin\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cdot \sin\left(\frac{n\pi y}{b}\right), \quad x^2 = \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 + \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2; \quad (52')$$

$$\Psi_{h,mn} = \sqrt{\frac{(2-\delta_{om})(2-\delta_{om})}{ab}} \cdot \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cdot \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right). \quad (52'')$$

Для круглого хвилеводу:

$$\Psi_{e,mn} = \sqrt{\frac{2}{\pi(1+\delta_{om})}} \cdot \frac{I_m\left(\varepsilon_{mn} \cdot \frac{r}{a}\right)}{\alpha I_m(\varepsilon_{mn})} \begin{Bmatrix} \sin \\ \cos \end{Bmatrix} m\varphi, \quad x_{e,mn}^2 = \left(\frac{\varepsilon_{mn}}{\alpha}\right)^2, \quad (53)$$

$$\Psi_{h,mn} = \sqrt{\frac{2}{\pi(1+\delta_{om})}} \cdot \frac{\mu_{mn}}{\alpha \sqrt{\mu_{mn}^2 - m^2}} \cdot \frac{I_m\left(\mu_{mn} \cdot \frac{r}{a}\right)}{I_m(\mu_{mn})} \begin{Bmatrix} \sin \\ \cos \end{Bmatrix} m\varphi, \quad x_{h,mn}^2 = \left(\frac{\mu_{mn}}{\alpha}\right)^2,$$

де  $I_m(y)$  – функція Бесселя дійсного аргументу у  $m$  – го порядку;  $(m, n) = 0, 1, 2 \dots$

$\varepsilon_{mn}, \mu_{mn}$  – значення коренів функції Бесселя для  $(m, n)$  – форми коливань у поперечному перерізі;

$\delta_{om}$  – нормуючий множник (у зв'язку з громіздкістю не наведений).

Найменші значення коренів  $\varepsilon_{mn}$  і  $\mu_{mn}$  дорівнюють:  $\varepsilon_{01} = 2,405$ ;  $\varepsilon_{11} = 3,832$ ;  $\varepsilon_{21} = 5,135$ ;  $\mu_{01} = 3,830$ ;  $\mu_{11} = 1,840$ ;  $\mu_{21} = 3,054$ .

### 3.1 Розподіл щільності втрат для різних видів хвиль у хвилеводі з прямокутним перерізом

Розглянемо розподіл щільності втрат потужності ЕМХ для деяких їх видів, що використовуються найбільш часто. Спочатку дослідимо хвилевод прямокутного перерізу.

**Хвиля типу Н<sub>10</sub>.** Використовуючи вирази (52) і (48), отримаємо:

$$P_{h10} = \frac{4P_0 \alpha Z_0}{ab} \sin^2\left(\frac{\pi x}{a}\right) |f_1(\beta_e, \xi)|^2. \quad (54)$$

Максимум щільності втрат розміщений у центрі широкої стінки хвилеводу. По висоті хвилеводу кількість втрат постійна. Як впливає з виразу (54) біля 80% всієї потужності втрат виділяється у центрі пластини матеріалу на ділянці шириною  $\frac{a}{2}$  (рис. 1.).

**Хвиля типу Е<sub>11</sub>.** Розподіл щільності втрат у даному випадку визначається виразом:

$$P_{e11} = \frac{8\alpha P_0 Z_0}{ab} \left[ \frac{\left( \frac{\pi}{a} \right)^2 \cos^2 \left( \frac{\pi x}{a} \right) \cdot \sin^2 \left( \frac{\pi y}{b} \right) + \left( \frac{\pi}{b} \right)^2 \cdot \sin^2 \left( \frac{\pi x}{a} \right) \cos^2 \left( \frac{\pi y}{b} \right)}{\left( \frac{\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{\pi}{b} \right)^2} |f_1(\beta_z, \xi)|^2 + \right. \\ \left. + \frac{\left[ \left( \frac{\pi}{a} \right)^2 + \left( \frac{\pi}{b} \right)^2 \right] \sin^2 \left( \frac{\pi x}{a} \right) \cdot \sin^2 \left( \frac{\pi y}{b} \right)}{|\gamma|^2} |f_2(\beta_z, \xi)|^{-2} \right]. \quad (55)$$

Розподіл поля по перерізу хвилеводу у випадку Е-хвилі залежить від довжини ЕМХ. Зокрема, по мірі наближення до критичної довжини ЕМХ ( $\lambda_{кр}$ ) другий доданок у (55) збільшується.

### 3.2 Розподіл щільності втрат для різних видів ЕМХ у хвилеводі з круглим перерізом

**Хвиля типу Н<sub>11</sub>.** Використовуючи вираз для власної функції  $\Psi_{h,11}$  (53) і формулу (48), отримуємо:

$$P_{h,11} = \frac{4\alpha P_0 Z_0}{\pi a^2 \left( 1 - \frac{1}{\mu_{11}^2} \right)} \left[ \frac{I_1^2 \left( r \cdot \frac{\mu_{11}}{a} \right)}{I_1^2(\mu_{11})} \cos^2 \varphi + \left( \frac{a}{r \mu_{11}} \right)^2 \frac{I_1^2 \left( r \cdot \frac{\mu_{11}}{a} \right)}{I_1^2(\mu_{11})} \sin^2 \varphi \right] |f(\beta_z, \xi)|^2. \quad (56)$$

Максимум щільності втрат розташований у центрі хвилеводу (рис. 1).

**Хвиля типу Е<sub>10</sub>.** Розподіл щільності втрат для хвилі Е<sub>10</sub> – типу визначається за формулою:

$$q_{e,10} = \frac{2\alpha P_0 Z_0}{\pi a^2 I_1^2(\varepsilon_{01})} \left[ I_1^2 \left( \varepsilon_{01} \frac{r}{a} \right) |f_1(\beta_z, \xi)|^2 + \frac{(\varepsilon_{01})^2}{|\gamma|^2} I_0^2 \left( \varepsilon_{01} \frac{r}{a} \right) |f_2(\beta_z, \xi)|^2 \right]. \quad (57)$$

Виражена у децибелах величина затухання потужності, що пройшла через прошарок матеріалу у лінії передачі, визначається виразами (9), (10):

$$N = 10 \lg \left\{ \frac{P_{пад}}{P_{пр}} \right\} = 8,686 \alpha t, \quad (58)$$

де  $P_{пад}$  й  $P_{пр}$  – потужність, яка падає на прошарок досліджуваного матеріал і проходить через нього, відповідно. Стала затухання  $\alpha$  є функцією електричних параметрів  $\varepsilon^*$  й  $\text{tg } \delta$ , які як було зазначено вище, зв'язані з вологістю матеріалу. Звідси випливає, що величина затухання також залежить від вологості матеріалу і може бути мірою його вологості.

#### Висновки

1. У даній роботі розглянутий метод вимірювання вологості твердих і сипких матеріалів сільськогосподарського виробництва (призначення). Якщо діелектрична проникність прошарку матеріалу (наприклад, ґрунту) така, що  $\varepsilon' \gg 1 \gg \left( \frac{x}{k} \right)^2$  й малі втрати, тоді у першому наближенні стала затухання для віх типів хвиль і форм ліній передачі визначається лише діелектричною проникністю, тангенсом кута втрат і довжиною ЕМХ. Щільність втрат потужності ЕМХ розподілена неоднорідно за товщиною прошарку матеріалу.

2. Втрата потужності у поперечному перерізі прошарку матеріалу пропорційна товщині ( $t$ ), коефіцієнту затухання і відношенню хвильових опорів лінії передачі без матеріалу й з матеріалом.

3. Отримані у роботі результати та фізико-математична модель процесу розповсюдження ЕМХ у хвилеводі, який частково заповнений твердим (типу ґрунту) чи сипким матеріалом (наприклад, зерном), що має певну вологість, можуть бути у подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку вологості матеріалів сільськогосподарського виробництва призначення методами КВЧ-рефлектометрії (із використанням ЕМХ мм-діапазону з несучою частотою  $f \approx (50 \dots 60) ГГц$ ).

## Список літератури

1. Мелкумян В.Е. Обеспечение единства измерений влажности твердых материалов. /В.Е. Мелкумян. - М.: Госстандарт СССР, 1975. - 72 с.
2. Кричевский Е.С. Высокочастотный контроль влажности при обогащении полезных ископаемых. /Е.С. Кричевский М.: Недра, 1972. – 283с.
3. Бензарь В.К. Техника СВЧ-влажнометрии. /В.К. Бензарь. – Минск: Высшая школа, 1974.- 352с.
4. Викторов В.А. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов. /Б.В. Лукин, А.С. Совлуков. - М.: Энергоатомиздат, 1989. – 206 с.
5. Федоткин И.М. Физико-технические основы влагометрии в пищевой промышленности. / И.М.Федоткин, В.П. Клочков - Киев: Техніка, 1974. - 320 с.
6. Ястребов О.И. Применение техники СВЧ в целлюлозно-бумажном производстве. /О.И. Ястребов. - М.: Лесная промышленность, 1977. - 240 с.
7. Митрохин В.Н. Электродинамика и распространение радиоволн. /В.Н. Митрохин. – М.: Рудомино, 2010. – 210с.
8. Неганов В.А. Электродинамика и распространение радиоволн. /В.А. Неганов О.В. Осипов, С.Б. Раевский, Г.П. Яровой. - М.: Радио и связь, 2009. - 744 с.
9. Митрохин В.Н. Электродинамические свойства материальных сред. /В.Н. Митрохин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. – 150с.
10. Гридин В.Н. Электродинамика структур крайне высоких частот. / В.Н. Гридин, Е.И. Нефедов, Т.Ю. Черникова. - М.: Наука, 2002, 359 с.

**Dmitry Voytiuk, Yuriy Chovniuk, Yuriy Gumeniuk, Aleksandr Hutsol, Aleksandr Dakhno**

*National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine*

### **Using of electromagnetic waves of mm-range to measure the humidity of solid (soil) and**

The paper presents an approach to measure the moisture content of soils and granular materials based on the use of electromagnetic waves mm- range (carrier frequency of about 60 GHz and a wavelength of 5 mm). The presence of soil ( bulk material ), which is irradiated with electromagnetic waves of a specified range of moisture leads to a drastic change it ( soil / bulk material ) relative permittivity and conductivity. Fixing a special device (Reflectometer) reflected from the layer of soil / bulk material electromagnetic signal can be real-time to determine the current status of the soil / bulk material and the degree of moisture of the material. In addition, this approach allows monitoring of certain (problem) areas cultivated fields from mobile field information machines. Having accurate information about humidity and conductivity of a specific area of cultivated fields can make informed decisions about its further processing (dressing fertilizers, additional moisture, etc.). Reflectometry soil / granular materials at mm- wavelengths could be useful also for solving a number of problems and issues precision (information) agriculture.

**electromagnetic waves, humidity, ground, granular materials**

Одержано 17.10.13

УДК 631.362

**А.И. Завгородний, проф., д-р техн. наук, Хесро Монтасер, асп.**

*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенка, г. Харьков, Украина*

## Периодический виброударный режим движения сферической частицы по дуге кубической параболы

Приведены теоретические исследования периодического виброударного движения сферической частицы по поверхности малогабаритной деки сепаратора, выполненной в виде желоба с параболическим профилем и снабженной отражателем в нижней ее части.

**малогабаритная дека, отражательная поверхность, периодичность движения, размах колебаний частицы по профилю деки**

**О.І. Завгородній, Хесро Монтажер**

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

**Періодичний віброударний режим руху сферичної частинки по дузі кубічної параболы**

Приведені теоретичні дослідження періодичного віброударного руху сферичної частинки по поверхні малогабаритної деки сепаратора, яка виконана у вигляді жолоба з параболическим профілем і оснащена відбивачем в нижній його частині.

**малогабаритна дека, відбивна поверхня, періодичність руху, розмах коливань частинки по профілю деки**

**Постановка проблемы.** Одним из направлений повышения производительности безрешетных вибрационных сепараторов [1] является использование малогабаритных дек. Технологические особенности движения частиц обрабатываемого материала, когда в качестве рабочих поверхностей дек использовалась плоскость, изучены в работах [2-4]. Выполнение поверхностей дек в виде желоба с криволинейным профилем даст дополнительное преимущество – возможность влияния на процесс центробежной силой, которая управляется формой профиля. Это вызывает необходимость изучения технологического процесса сепарирования на базе математической модели движения семян по криволинейным поверхностям.

**Анализ последних исследований.** Снабжение малогабаритной деки отражателем и ее периодические колебания дают возможность использовать для сортирования семенных смесей периодический виброударный режим движения, обладающий высокой устойчивостью [4]. Движение семян в этом режиме в случае прямолинейного профиля деки изучено в работах [2-4]. Изучалось также движение семян по малогабаритной деке с поперечным сечением в форме окружности [5].

**Цель работы.** Задача выбора рационального профиля малогабаритной деки связана с изучением и сравнением между собой характеристик движения семян по поверхностям дек с различной формой поперечного сечения: окружности, параболы, гиперболы, синусоиды и др. В предлагаемой работе исследуется случай, когда указанное сечение имеет форму кубической параболы.

**Основное содержание работы.** Расчетная схема вибрационного перемещения сферической частицы представлена на рис.1. Движение деки отсчитывается от

неподвижной системы координат  $XOY$ . Относительная система координат  $xO'y$  жестко связана с декой и движется вместе с ней по гармоническому закону  $X(t) = A \sin \omega t$  ( $A, \omega$  – амплитуда и частота колебаний деки). Указанное движение осуществляется в горизонтальной плоскости вдоль оси  $OX$ . В поперечном сечении дека имеет форму, заданную уравнением  $y = f(x)$  (в дальнейшем – кубическая парабола).

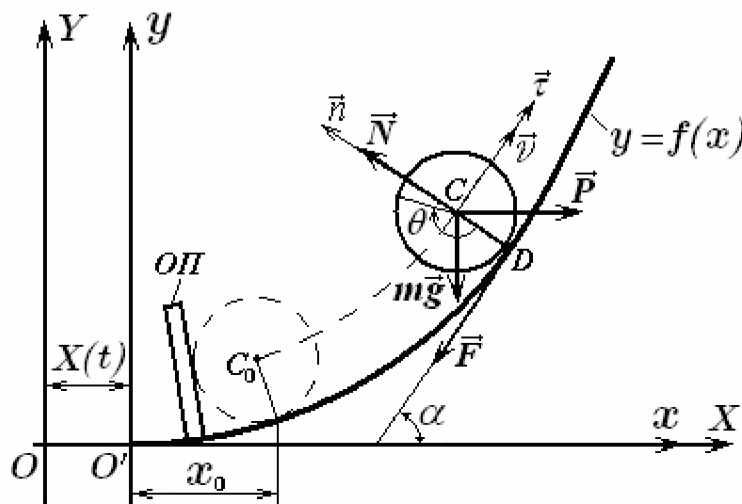


Рисунок 1 – Расчетная схема движения частицы

В нижней части деки на некотором расстоянии от начала координат закреплена отражательная пластина – ОП. При контакте частицы с пластиной происходит их соударение, отскок частицы и ее качение по деке до тех пор, пока снова не произойдет следующее соударение и т. д. Причем, при периодическом движении промежуток времени между двумя последовательными соударениями равняется периоду колебаний деки:  $T = 2\pi/\omega$ .

На частицу, движущуюся в контакте с декой, в относительной системе координат действуют следующие силы (рис.1): сила тяжести  $m\vec{g}$  (направлена противоположно оси  $O'y$ ), нормальная реакция  $\vec{N}$  (направлена по нормали к профилю), сила инерции  $\vec{P}$  (направлена вдоль оси  $Ox$ ) и сила трения  $\vec{F}$  (направлена по касательной к профилю деки). С учетом этого дифференциальные уравнения движения частицы в естественных координатах  $\vec{n}, \vec{\tau}$  запишутся так:

$$\frac{mV^2}{\rho - r} = N - mg \cos \alpha - P \sin \alpha; \quad m\ddot{S} = P \cos \alpha - mg \sin \alpha - F; \quad I\ddot{\theta} = Fr. \quad (1)$$

где  $\rho, \alpha$  – радиус кривизны кривой и угол наклона касательной в точке контакта частицы с профилем;

$r$  – радиус частицы.

Воспользуемся известным соотношением  $\dot{S} = r\dot{\theta}$  и обозначим  $\mu = (r_i/r)^2$ . Тогда последнее из уравнений (1) дает  $F = m\mu\ddot{S}$ . Совместим начало отсчета времени с моментом соударения частицы с пластиной. Тогда сила инерции запишется в виде:  $P = mA\omega^2 \sin \omega(t + t_y)$  ( $r_i$  – радиус инерции частицы,  $\omega t_y$  – фаза удара). Далее, исключая из второго уравнения системы (1) силу трения  $F$ , получим:

$$(1 + \mu)\ddot{S} = A\omega^2 \sin \omega(t + t_y) \cos \alpha - g \sin \alpha. \quad (2)$$

Здесь угол  $\alpha$  наклона касательной (см. рис.1) может быть выражен через абсциссу точки контакта  $D$  частицы с профилем с помощью производных:

$$\cos \alpha = 1/\sqrt{1+y'^2}; \quad \sin \alpha = y'/\sqrt{1+y'^2}. \quad (3)$$

Чтобы полностью перейти в уравнении (2) от естественной координаты  $S$  к координате  $x$ , выразим величину  $S$  через длину  $l$  кривой  $y = f(x)$  между начальной ( $x = x_0$ ) и поточной точками контакта частицы с профилем. Движение частицы в каждый момент времени можно рассматривать как мгновенное вдоль окружности кривизны, имеющей с кривой  $y = f(x)$  общую кривизну, общую касательную и общее направление выпуклости в точке контакта  $D$ . В этом случае имеет место соотношение:

$$dS/(\rho - r) = dl/\rho. \quad (4)$$

Радиус кривизны и дифференциал дуги кривой определяются стандартно:

$$\rho = (1 + y'^2)^{3/2}/|y''|; \quad dl = \sqrt{1 + y'^2} dx. \quad (5)$$

На основании соотношений (4), (5) последовательно получаем:

$$S = \int_{x_0}^x \left( \sqrt{1 + y'^2} - \frac{y''r}{1 + y'^2} \right) dx; \quad \dot{S} = \left( \sqrt{1 + y'^2} - \frac{y''r}{1 + y'^2} \right) \dot{x}; \quad (6)$$

$$\ddot{S} = \left( \frac{y'y''}{\sqrt{1 + y'^2}} - \frac{y'''(1 + y'^2) - 2y'y''^2}{(1 + y'^2)^2} r \right) \dot{x}^2 + \left( \sqrt{1 + y'^2} - \frac{y''r}{1 + y'^2} \right) \ddot{x}. \quad (7)$$

Почти все величины в этом уравнении (кроме  $y'$ ) – размерные. Это вызывает известные неудобства при использовании численных методов для его решения. Поэтому в дальнейшем будем использовать безразмерное время  $\tau$ , которое выражается в долях периода колебаний деки и безразмерные координаты  $\chi, \eta$  – в долях амплитуды колебаний. Для обозначения производных от безразмерных координат по безразмерному времени вместо “точек” будем использовать “звездочки”. Таким образом, для перехода к безразмерным величинам используем следующие обозначения

$$t = T\tau, \quad x = A\chi, \quad y = A\eta \quad (8)$$

и следствия из них:

$$\dot{x} = \frac{dx}{dt} = \frac{Ad\chi}{Td\tau} = \frac{A}{T} \dot{\chi}^*; \quad \ddot{x} = \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{A}{T} \cdot \frac{d\dot{\chi}^*}{Td\tau} = \frac{A}{T^2} \ddot{\chi}^{**}; \quad (9)$$

$$y' = \frac{dy}{dx} = \frac{Ad\eta}{Ad\chi} = \frac{d\eta}{d\chi} = \eta'; \quad y'' = \frac{dy'}{dx} = \frac{d\eta'}{Ad\chi} = \frac{1}{A}\eta''; \quad y''' = \frac{dy''}{dx} = \frac{1}{A} \frac{d\eta''}{Ad\chi} = \frac{1}{A^2}\eta''' \quad (10)$$

Теперь дифференциальное уравнение (2) можно переписать в удобном для использования виде:

$$\ddot{\chi}^* = \frac{1}{1+\eta'^2 - \frac{\eta''r_A}{\sqrt{1+\eta'^2}}} \left[ \left( \frac{\eta''(1+\eta'^2) - 2\eta'\eta''^2}{\sqrt{(1+\eta'^2)^3}} r_A - \eta'\eta'' \right) \dot{\chi}^{*2} + \frac{4\pi^2}{1+\mu} \left( \sin 2\pi(\tau + \tau_y) - \frac{\eta'}{K} \right) \right], \quad (11)$$

где  $r_A$  – радиус частицы в долях амплитуды колебаний ( $r_A = r/A$ );

$K = A\omega^2/g$  – коэффициент кинематического режима движения деки.

Уравнения (1) совместно с обозначениями (8)-(10) позволяют также записать выражения для сил трения и нормальной реакции в безразмерном виде, как долей силы тяжести:  $F^* = F/(mg)$ ,  $N^* = N/(mg)$ . Значения сил  $F^*$  и  $N^*$  следует использовать для контроля режима движения частицы. В нашем случае используется технологически оправданный безотрывный режим движения при отсутствии проскальзывания. Это достигается, если  $N^* > 0$  – движение без отрыва и  $|F^*| < F_{\max}^* = fN^*$  – движение без проскальзывания ( $f$  – коэффициент трения).

Уравнение (11) может быть решено только тогда, когда известна форма профиля деки, заданная в безразмерных координатах:  $\eta = \Phi(\chi)$ . Мы рассматриваем профиль в виде кубической параболы, для которой можно записать:  $\eta = k\chi^3$ ,  $\eta' = 3k\chi^2$ ,  $\eta'' = 6k\chi$ ,  $\eta''' = 6k$  ( $k$  – коэффициент формы). Понятно, что подстановка этих уравнений в выражение (11) приведет его к привычному виду и упрощению числовой обработки. Однако при этом теряется основное преимущество – применимость для профилей любой формы. К тому же, наличие символьных процессоров (сейчас уже у многих программных средств – «Mathcad», «Mathematica», «Maple» и др) позволяет, кроме встроенных, вводить функции пользователя и записывать их общее обозначение в текст программ. Исходя из этого, на основе соотношения (11), нами разработана Mathcad-программа для исследования периодического движения частицы по колеблющейся малогабаритной деке с произвольным профилем поперечного сечения. При запуске этой программы требуется лишь ввести уравнение исследуемого профиля.

На рис.2 представлены характеристики движения частицы по профилю, имеющему вид кубической параболы. Скорость частицы до ( $U$ ) и после соударения с ОП ( $V$ ) связывали известным соотношением  $V = -RU$  ( $R$  – коэффициент восстановления скорости). Для расчетов было принято:  $\chi_0 = 1$ ;  $r_A = 0,2$ ;  $k = 0,04$ ;  $f = 0,8$ ;  $R = 0,5$ ;  $K = 1$ ;  $\mu = 0,4$ . Как видим, для взятых значений параметров условия  $|F^*| < F_{\max}^*$  и  $N^* > 0$  выполняются и, следовательно, частица перемещается по деке в периодическом безотрывном режиме без проскальзывания.

Наиболее “опасной” областью движения, в которой может произойти проскальзывание и даже отрыв частицы от поверхности деки, является область максимального удаления частицы от отражательной пластины (вблизи полупериода), где частица изменяет направление движения, а реакция  $N^*$  принимает наименьшее значение. Это объясняется тем, что в указанной области скорость частицы близка к нулю и центробежная сила инерции, прижимающая частицу к поверхности деки, практически не действует. Отклонение  $\chi$  частицы от нейтрального положения достигает максимального значения примерно к середине периода движения. В конце

каждого периода график указанного отклонения имеет излом, а скорость  $\dot{\chi}^*$  – скачок, что есть следствием эффекта соударения.

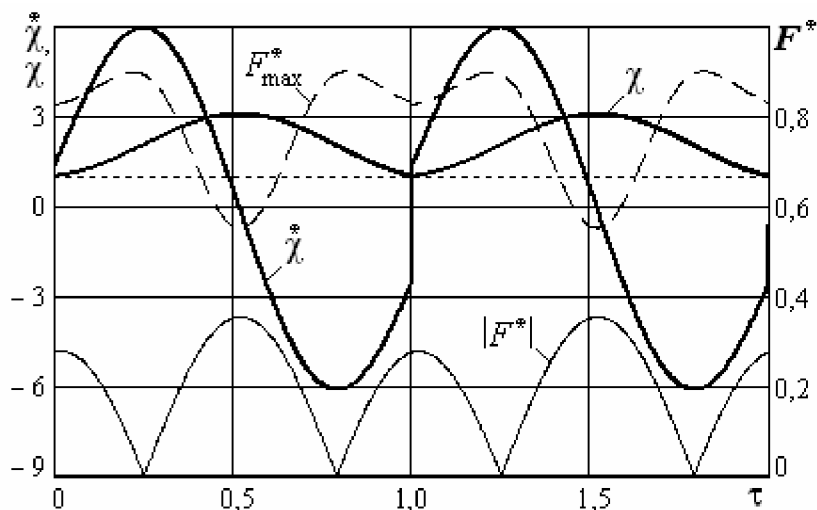


Рисунок 2 - Характеристики движения частицы

На рис.3 на основании расчета построены графики изменения времени удара  $-\tau_y$ , скорости отскока частицы после удара  $-\dot{\chi}^*$  и размаха качаний частицы по деке  $-L_A = L/A$  ( $L$  – длина профиля, контактирующего с частицей) в зависимости от: показателя инертности вращения частицы  $-\mu$ ; коэффициента восстановления скорости при ударе  $-R$ ; начального отклонения частицы  $\chi_0 = x_0/A$  (рис.1) и коэффициента кинематического режима  $-K$ .

Инертность вращения ( $\mu$ ) частицы тормозит движение, уменьшая размах  $L_A$  (рис.3 д). При этом скорость отскока уменьшается (рис.3 в), а время соударения увеличивается (рис.3 а).

Упругость частицы ( $R$ ) увеличивает размах  $-L_A$  (рис.3 д) и скорость отскока (рис.3 в), чего и следовало ожидать. С увеличением упругости частице передается больше энергии при ударе, что компенсируется увеличением момента соударения  $-\tau_y$  (рис.3 а) и, тем самым, снижением скорости самой ОП в момент удара, которая пропорциональна  $\cos 2\pi\tau_y$ . При  $R=1$ , вне зависимости от параметра  $\mu$ , безразмерное время соударения  $\tau_y$  равно 0,25. Это значит, что в условиях абсолютной упругости периодический режим движения возможен и при неподвижной деке.

Увеличение начального отклонения  $\chi_0$  повышает скорость отскока  $-\dot{\chi}^*$  с одновременным уменьшением момента соударения  $-\tau_y$  (рис.3 б, з). Это связано с необходимостью преодоления большей составляющей силы тяжести с увеличением  $\chi_0$ . С увеличением интенсивности колебаний ( $K$ ) преодоление указанной составляющей происходит в основном за счет увеличения энергии, передаваемой частице в момент удара, а роль параметра  $\chi_0$  при этом снижается.

Увеличение интенсивности колебаний ( $K$ ) снижает размах  $L_A$  качаний частицы по деке (рис.3 ж, з), вне зависимости от значений параметров  $R$  и  $\mu$ , что согласуется с результатами исследования движения частицы по прямолинейному профилю [2-4]. Но, в случае параболического профиля увеличение интенсивности колебаний ведет к нарушению безотрывного режима движения. Изменение начального отклонения  $\chi_0$

оказывает влияние на размах  $L_A$  (рис.3 е), которое зависит от значения других параметров. При этом возможно образование максимума величины  $L_A$ .

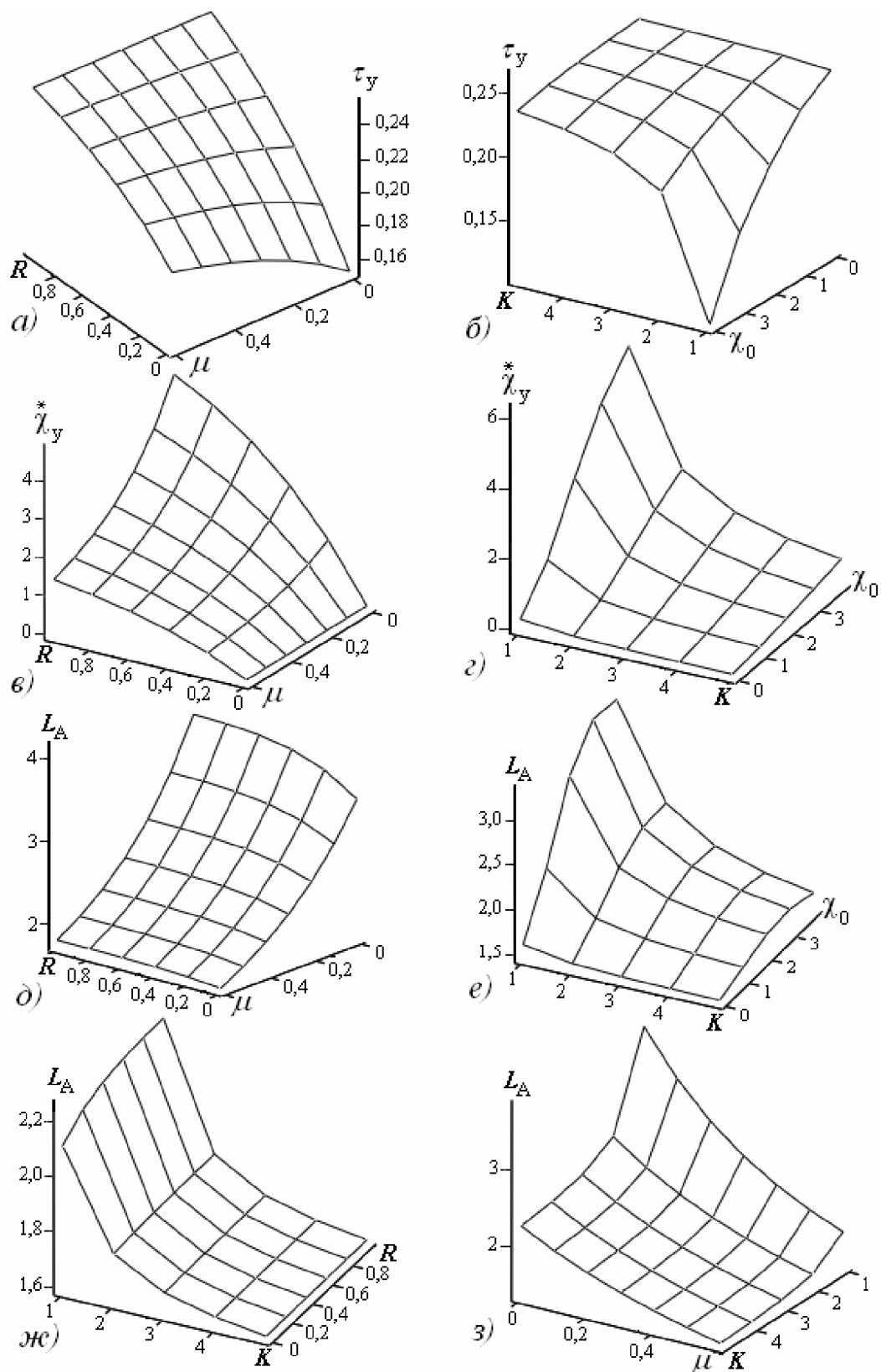


Рисунок 3 – Зависимость времени удара ( $\tau_0$ ), скорости отскока ( $\dot{\lambda}_y^*$ ) и размаха качаний ( $L_A$ ) частицы от параметров:  $\mu$ ,  $R$ ,  $\lambda_0$ ,  $K$

**Выводы.** На основе полученного дифференциального уравнения в среде «Mathcad» разработана программа, описывающая безотрывный периодический виброударный режим движения округлой частицы по колеблющейся деке сепаратора для общего случая, когда профиль деки имеет произвольную форму. Показано, что в случае параболического профиля деки нарушение указанного режима наиболее возможно в области максимального удаления частиц от отражательной пластины, где нормальная реакция принимает минимальное значение.

Критерием разделения смесей малогабаритными деками является размах колебательного движения частиц по деке. Упругие частицы имеют больший размах, чем неупругие, что говорит о возможности разделения частиц по их физико-механическим свойствам на малогабаритных деках с параболическим профилем.

Наилучший эффект разделения смеси для рассмотренного режима движения частиц по параболическому профилю может достигаться при значении коэффициента кинематического режима, близком минимально допустимому. При высоких значениях этого коэффициента различие траекторий движения частиц, имеющих различные свойства, стирается, что делает разделение смеси практически невозможным.

## Список литературы

1. Заика П.М., Мазнев Г.Е. Сепарация семян по комплексу физико-механических свойств.– М.: Колос, 1978.– 240с.
2. Завгородний А.И. Периодический режим движения частиц по деке вибросепаратора / А.И.Завгородний, А.В.Обыхвост // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукраїнський науково-технічний журнал.– Харків. ХНТУСГ, 2003.– Вип.6.– С.43-46.
3. Завгородній О.І. Періодичний рух частинок в процесі вібросепарації з упродовженням зміни напрямку коливаний деки / О.І.Завгородній, О.В.Обихвіст // Науковий вісник НАУ, №92, Ч.1, 2005.– С.228-238.
4. Завгородний А.И. Устойчивость периодического режима движения частиц по деке вибросепаратора / А.И.Завгородний, А.В.Обыхвост // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукраїнський науково-технічний журнал.– Полтава: ПНТУ ім. Юрія Кондратюка, 2006. – Вип.1.– С.37.
5. Завгородний А.И. Периодический виброударный режим движения шара по дуге окружности / А.И.Завгородний, Хессро Монтасер // Вібрації в техніці та технологіях: Всеукраїнський науково-технічний журнал, №2(66).– Вінниця: ВНАУ, 2012.– С.35-41.

### **Aleksey Zavgorodniy, Khessro Montaser**

*Kharkov national technical university of agriculture to the name of Peter Vasylenko, Kharkov, Ukraine*

#### **Periodic vibroshock mode of motion of spherical particle on cube parabola arc**

Work is directed at choice optimum form of type of working organ of separator of seed on the base of application of mathematical model of their motion.

Worked out differential equations of motion of spherical particles on a hesitating working organ. A general case is considered, when the type of working organ of separator has an arbitrary form. The program of decision of equalizations of motion is developed in the computer system of «Mathcad». Work of this program requires the task of equalization of type. Calculations are conducted on the example of form of type as a cube parabola.

Possibility of division of corn mixtures a working organ is confirmed with a parabolic type. It is shown that a division is possible only at low intensity of vibrations.

**keywords: small sounding board, reflecting surface, periodicity of motion, scope of vibrations of particle on the type of sounding board**

Одержано 29.10.13

УДК 631.35: 633.63

**Г.М. Калетнік, проф., д-р екон. наук, академік НААН**

*Вінницький національний аграрний університет*

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

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**В.В. Адамчук, д-р техн. наук, академік НААН**

**А.М. Борис, канд. техн. наук**

*ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" НААН*

**М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**С.Б. Орищенко, асп.**

*Кіровоградський технікум механізації сільського господарства*

## Теорія процесу копіювання головок коренеплодів цукрових буряків новим копірно-роторним відокремлювачем гички

Розроблено математичну модель вільних коливань при складному русі робочого елемента копірно-роторного відокремлювача гички цукрових буряків. За допомогою даної моделі досліджено процес копіювання головок коренеплодів. В результаті досліджень встановлено можливість використання даного робочого органу на швидкостях поступального руху машини 2...2,5 м/с.

**коренеплід, головка коренеплоду, гичка, копірно-роторний відокремлювач гички, копіювання головок коренеплодів**

**Г.Н. Калетник**

*Вінницький національний аграрний університет*

**В.М.Булгаков**

*Національний університет біоресурсів і природопольовання України*

**В.В. Адамчук, А.Н. Борис**

*ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" НААН*

**Н.А. Свірень**

*Кіровоградський національний технічний університет*

**С.Б. Орищенко**

*Кіровоградський технікум механізації сільського господарства*

**Теория процесса копирования головок корнеплодов сахарной свеклы новым копирно-роторным отделителем ботвы**

Разработана математическая модель свободных колебаний при сложном движении рабочего элемента копирно-роторного отделителя ботвы сахарной свеклы. С помощью данной модели исследован процесс копирования головок корнеплодов. В результате исследований установлена возможность использования данного рабочего органа на скоростях поступательного движения машины 2 ... 2,5 м/с.

**корнеплод, головка корнеплода, ботва, копирно-роторный отделитель ботвы, копирование головок корнеплодов**

**Вступ.** Найбільш трудомісткою та енергомісткою операцією у сільськогосподарському виробництві є збирання цукрових буряків. Враховуючи те, що Україна належить до високорозвинених бурякосіючих країн Європи та світу і цукор є одним із стратегічних продуктів харчування, вітчизняному сільськогосподарському машинобудуванню необхідно налагодити випуск бурякозбиральних машин,

функціональні та експлуатаційні показники яких повинні відповідати рівню кращих світових аналогів.

Підвищення якісних показників процесу збирання цукрових буряків є комплексною науково-технічною проблемою, вирішення якої повинно базуватись на пошуку нових конструктивних рішень робочих органів та компоувальних схем машин, ґрунтовному теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів, експериментальному підтвердженні проведених теоретичних досліджень з кінцевою метою аналізу та синтезу оптимальних їх параметрів [1].

Однією з головних і відповідальних операцій у технологічному процесі збирання цукрових буряків є видалення гички з головок коренеплодів на корені. Останнім часом широкого розповсюдження у світі набули гичкозбиральні машини з ротаційними різальними апаратами. Однак, більшість із запропонованих гичкорізальних апаратів цих машин мають загальні для всіх робочих органів проблеми, які пов'язані з копіюванням головок коренеплодів, розташованих на різній висоті виступання над рівнем поверхні ґрунту, різних їх відхилень від осьової лінії рядка, наявності на головках сухої і полеглої гички тощо [2].

**Постановка проблеми.** Найбільш розповсюдженим способом відокремлення гички цукрового буряку є копірний зріз. Відомі гичкозрізувальні апарати активного типу забезпечують якісний зріз гички при поступальних швидкостях не більше 1,5 м/с. Коренезбиральні машини, які викопують після цього коренеплоди буряку з ґрунту, можуть працювати при робочих швидкостях 2...2,5 м/с. Така неузгодженість за робочими швидкостями створює технологічну несумісність гичкозрізувальних і викопуючих робочих органів гичко- та коренезбиральних машин. Вирішення цієї проблеми можливе шляхом створення нового високоефективного і високопродуктивного копірного гичковідокремлювального апарата.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Наукові дослідження технологічного процесу і робочих органів для відокремлення гички відображені в роботах Л.В.Погорілого, В.М.Булгакова, М.В.Татьянко, В.Я.Мартиненко, М.М.Зуева, М.М. Хелемендика, С.А.Топоровського, М.Г.Березового, О.П.Гурченка, М.М.Бориса, О.О.Сипливця, та ін. [2-12]. Але дані дослідження орієнтовані на традиційні технології та робочі органи для відокремлення гички.

При найменших втратах цукроносної маси найбільш повно гичка відокремлюється копірним зрізом, але при цьому швидкість виконання технологічного процесу не перевищує 1,5 м/с. Обмеженість копірного зрізу змусила шукати інші технологічні рішення. Одним із таких рішень є широке застосування в сучасних машинах безкопірного зрізу основної маси гички на рівні високовиступаючих коренеплодів та копірне дообрізання головок коренеплодів пасивними ножами. Це дозволяє зменшити діапазон копірного зрізу та інерційні навантаження на головки коренеплодів, покращує точність їх копіювання і показники якості відокремлення гички та збільшує швидкість процесу відокремлення гички. Негативною стороною такого робочого процесу є збільшення втрат цукроносної маси, погіршення якості зрізу. При зрізі пасивним дообрізчиком можлива поява сколів окремих головок коренеплодів, що знижує технологічні властивості коренеплодів цукрових буряків. Використання відомих роторних гичкорізів значно збільшило енергоємність процесу. Поряд з цим робоча швидкість процесу збільшилась у порівнянні із копірними апаратами всього на 0,5 м/с (від 1,5 до 2 м/с). Таким чином машинами для відокремлення гички не досягнуто робочих швидкостей співрозмірних із швидкостями коренезбиральних машин.

В останні роки у ряді фірм (Aloway Indastris, Grimme [12, 6]) в процесі дообрізування головок коренеплодів від гички використовуються копірні гичкозрізальні апарати активного типу із зменшеною масою. На нашу думку це є

повернення до відомих механіко-технологічних принципів відокремлення гички, що не забезпечить суттєвого підвищення швидкості.

Відомі дефоліатори гички в яких використовуються гнучкі робочі елементи для відокремлення гички. Робочий процес, що виконується даними машинами, характеризується значними витратами енергії та робочою швидкістю не більше 2 м/с. Але позитивною стороною є добре копіювання головок коренеплодів, завдяки використанню відцентрових сил інерції для відновлення робочими елементами початкового положення.

Створення ефективних робочих органів з використанням відцентрових сил для відновлення їх початкового положення та копіювання головок коренеплодів є перспективним напрямком розвитку конструкцій. В технологічному плані перспективним є використання для відокремлення гички безкопінного зрізу коренеплодів, що високо виступають над поверхнею ґрунту, з наступним копірним дообрізанням головок коренеплодів. Але науково даний процес не обґрунтовано, тому що у відомих дослідженнях воно відсутнє.

Внаслідок проведених теоретичних досліджень розподілення наземних цукроносних мас нами пропонується удосконалений технологічний процес комбінованого відокремлення гички. Удосконалення технологічного процесу полягає в науковому обґрунтуванні параметрів безкопінного зрізу низько виступаючих коренеплодів, копірного зрізу середньо виступаючих коренеплодів та безкопінного зрізу високо виступаючих коренеплодів, та виконання всіх операцій процесу одним робочим – копірно-роторним відокремлювачем гички. Основні параметри робочого органу обґрунтовані теоретично та експериментально в лабораторних умовах [2, 1].

**Основний матеріал дослідження.** Копірно-роторний відокремлювач гички (рис. 1) складається з несучого диска 1, встановлених на шарнірах 2 робочих елементів, що складаються з жорстко зв'язаних між собою копірної частини 3, упорів 4 та ріжучої частини 5. Між сусідніми робочими елементами існує кінематичний зв'язок за допомогою упорів 4. За напрямком обертання кожний наступний робочий елемент опирається на упор попереднього елемента.

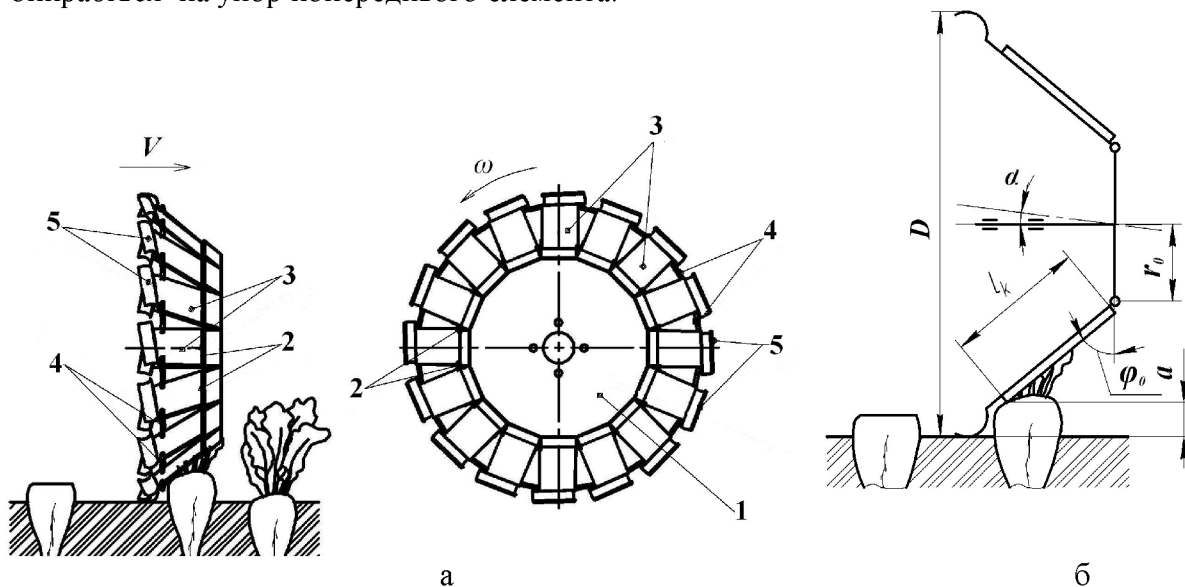


Рисунок 1 – Конструктивна (а) та кінематична (б) схема копірно-роторного відокремлювача гички

Обертання ротора відокремлювача гички здійснюється в поперечному напрямі до умовної осьової лінії рядка. Процес відокремлення гички даним робочим органом складається з фаз копіювання копірною частиною головок коренеплодів, видалення

гички ріжучою частиною та відновлення вихідного положення робочим органом. Під час фази копіювання відокремлювач гички рухається вздовж рядка коренеплодів і взаємодіє з головкою коренеплоду копірною частиною. При наїзді на коренеплід робочий елемент відхиляється і за допомогою упорів з певною закономірністю починають відхилятися наступні елементи. Після проходження копірною частиною головки коренеплоду система робочих елементів орієнтується на необхідну висоту зрізу і порційно, кожним робочим елементом, видаляється частина головки коренеплоду з гичкою. Після досягнення головкою коренеплоду кінця ріжучої частини відбувається схід системи елементів з головки і відновлення вихідного положення відокремлювачем гички до взаємодії з наступною головкою коренеплоду.

Виходячи з механіко-технологічних властивостей коренеплодів та умов їх копіювання нами обґрунтовано основні конструктивно-технологічні параметри рис. 1б:

- $\alpha$  – кут нахилу осі ротора до горизонталі  $\alpha = 0^\circ$ ;
- $l_k$  – довжина копірної частини робочого елемента;
- $\varphi_0$  – кут встановлення робочого елемента до площини обертання  $\varphi_0 = 50^\circ$ ;
- $r_0$  – радіус осі підвісу робочих елементів  $r_0 = 0,2$  м;
- діаметр ротора  $D = 600$  мм.

Для перевірки даного робочого органу на здатність копіювати різновисокі головки коренеплодів необхідно вирішити наступні завдання:

- скласти розрахункову схему;
- побудувати теоретичну модель вільних коливань від площини обертання прямолінійного стрижня постійного поперечного перерізу;
  - за конструктивно-технологічними параметрами визначити диференціальне рівняння вільних коливань реального робочого елемента;
  - визначити залежність зміни кута відхилення від часу кожного робочого елемента при сході системи робочих елементів з головки коренеплоду;
  - графічно промодельовати процес копіювання робочими елементами екстремального випадку розташування суміжних головок коренеплодів при різних режимах роботи.

Для виконання поставлених завдань розглянемо еквівалентну схему робочого органу, що складається із валу на якому жорстко закріплена маточина у вигляді диска і приєднаних до нього за допомогою циліндричних шарнірів робочих елементів (рис. 2). Робочий елемент складається із копірної частини у вигляді стрижня постійного перерізу та дугоподібної ножової частини. В першому наближенні розглянемо коливання прямолінійної частини стрижня навколо осі підвісу. Введемо праві прямокутні системи координат:  $OXYZ$  – інерціальна система координат, пов'язана з геометричним центром маточини, і  $Oxyz$  – жорстко пов'язана з валом ротора. Осі  $OY$  і  $Oy$  сумістимо з віссю обертання ротора, вісь  $Ox$  – з поздовжньою віссю стрижня у не відхиленому стані, коли кут відхилення стрижня  $\varphi = 0$ . Ротор обертається з кутовою швидкістю  $\omega = \text{const}$  навколо своєї осі. Шарнірне закріплення стрижня дозволяє йому здійснювати маховий рух з площини обертання  $Oxz$ .

Для побудови рівняння руху стрижня, визначимо прискорення, з яким рухається її елемент  $d\xi$  та підрахуємо обумовлену ним силу інерції.

Вектор абсолютного прискорення елемента стрижня рівний [8]:

$$\vec{a} = \vec{a}^e + \vec{a}^r + \vec{a}^c, \quad (1)$$

де  $\vec{a}^e, \vec{a}^r, \vec{a}^c$  – відповідно вектори переносного, відносного і коріолісового прискорення елемента стрижня.

Переносне прискорення елемента стрижня визначається за формулою

$$|\vec{a}^e| = \omega^2 (r_0 + \xi \cos \varphi), \quad (2)$$

де  $\xi$  – поточна координата елемента стрижня  $d\xi$ ;  
 $\varphi$  – відхилення стрижня від площини обертання.

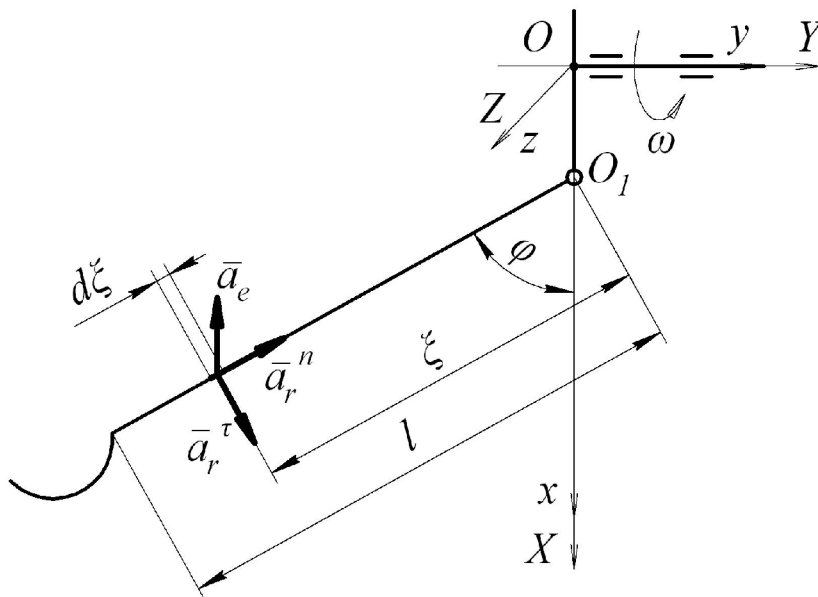


Рисунок 2 – Еквівалентна схема робочого елемента нового відокремлювача гички

Знайдемо проєкції вектора  $\vec{a}^e$  на осі системи  $Oxy$ :

$$a_x^e = -\omega^2(r_0 + \xi \cos \varphi), \quad (3)$$

$$a_y^e = 0. \quad (4)$$

Відносне прискорення стрижня визначимо як векторну суму нормального і тангенціального прискорень:

$$a_r = a_r^n + a_r^\tau. \quad (5)$$

Нехай стрижень знаходиться у відхиленому стані і відцентрові сили інерції намагаються встановити його у площину обертання ротора. Очевидно, що в даному випадку лінійна швидкість його буде збільшуватись і кутове прискорення  $a_r^\tau$  буде додатнім і направлене згідно рисунка. У цій же системі координат визначимо складові вектора  $\vec{a}^r$ :

$$a_{rx}^n = -\varphi^2 \xi \cos \varphi; \quad (6)$$

$$a_{ry}^n = \dot{\varphi}^2 \xi \sin \varphi; \quad (7)$$

$$a_{rx}^\tau = \ddot{\varphi} \xi \sin \varphi; \quad (8)$$

$$a_{ry}^\tau = \ddot{\varphi} \xi \cos \varphi. \quad (9)$$

В даному випадку коріолісове прискорення направлене перпендикулярно площині рисунку, тому будемо вважати, що воно не впливає на маховий рух стрижня навколо осі підвісу.

З урахуванням рівностей (1–9) визначимо компоненти абсолютного прискорення елемента стрижня.

Спроекуємо складові абсолютного прискорення на осі  $x$  і  $y$ :

$$a_x = -r\omega^2 - \xi \cos \varphi \omega^2 - \dot{\varphi}^2 \xi \cos \varphi + \ddot{\varphi} \xi \sin \varphi, \quad (10)$$

$$a_y = \dot{\varphi}^2 \xi \sin \varphi + \ddot{\varphi} \xi \cos \varphi. \quad (11)$$

Знаючи компоненти вектора  $a$ , знайдемо компоненти елементарної сили інерції:

$$dF_x^j = -dm a_x ,$$

$$dF_y^j = -dm a_y ,$$

де  $dm$  – маса елементарного перерізу стрижня.

Виразивши масу елементарного перерізу через густину та площу

$$dm = \gamma s d\xi ,$$

отримаємо:

$$dF_x^j = -\gamma s a_x d\xi , \quad (12)$$

$$dF_y^j = -\gamma s a_y d\xi , \quad (13)$$

де  $\gamma, s$ , – щільність матеріалу і площа поперечного перерізу стрижня.

Для побудови рівняння руху стрижня визначимо елементарні моменти сил інерції відносно осі шарніра.

У даному випадку досліджується маховий рух стрижня в площині  $Oxy$ . В цьому випадку до рівняння рівноваги увійдуть елементарні моменти сил інерції  $F_x^j$  і  $F_y^j$ , що діють в цій площині.

Скориставшись звичайним правилом знаків: позитивним будемо вважати момент сил направлений проти ходу годинникової стрілки. Елементарний момент сил інерції, що діють в площині  $Oxy$ :

$$dM = -\gamma s (a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi) \xi d\xi . \quad (14)$$

Та інтегруючи елементарний момент в межах від 0 до  $l$  отримаємо момент сил інерції, що діють на стрижень, відносно осі шарніра:

$$M = \int_0^l \left[ -\gamma s (a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi) \right] \xi d\xi . \quad (15)$$

Підставивши вирази (10, 11), та спростивши, отримаємо:

$$M = -\gamma s \int_0^l \left( \xi \ddot{\varphi} - \omega^2 \sin \varphi r_0 - \frac{\xi \omega^2 \sin 2\varphi}{2} \right) \xi d\xi ,$$

або

$$M = -\gamma s \int_0^l \left( \xi^2 \ddot{\varphi} - \xi \omega^2 \sin \varphi r_0 - \frac{\xi^2 \omega^2 \sin 2\varphi}{2} \right) d\xi .$$

Після інтегрування в межах від 0 до  $l$  остаточно отримаємо:

$$M = \gamma s \left( \frac{r_0 l^2 \omega^2 \sin \varphi}{2} + \frac{r_0 \omega^2 l^3 \sin 2\varphi}{6} - \frac{\ddot{\varphi} l^3}{3} \right) . \quad (16)$$

Використовуючи принцип Даламбера, запишемо рівняння динамічної рівноваги стрижня відносно осі підвісу  $O_1$  у наступному вигляді:

$$M + M_{III} = 0 , \quad (17)$$

де  $M_{III}$  – момент сил реакції шарніра відносно осі шарніра.

Оскільки момент реакції шарніра відносно осі шарніра  $M_{III} = 0$ , то із (17) отримуємо:

$$M = 0 , \quad (18)$$

або враховуючи (16) матимемо:

$$\gamma s \left( \frac{r_0 l^2 \omega^2 \sin \varphi}{2} + \frac{r_0 \omega^2 l^3 \sin 2\varphi}{6} - \frac{\ddot{\varphi} l^3}{3} \right) = 0 . \quad (19)$$

Враховуючи, що  $\gamma s l = m$  запишемо:

$$m\omega^2 \left( \frac{l}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right) - m \frac{l^2}{3} \ddot{\varphi} = 0. \quad (20)$$

Друга складова рівності (20) є моментом сил інерції стрижня відносно осі підвісу. Логічно припустити, що перша складова є моментом відцентрових сил інерції і вираз (20) є диференціальним рівнянням обертового руху шарнірно закріпленого стрижня навколо осі підвісу, яка обертається навколо перпендикулярної осі розташованої на віддалі  $r_0$ .

Виходячи із даних міркувань та використовуючи принцип Даламбера, запишемо рівняння динамічної рівноваги для робочого елемента в наступному вигляді:

$$J\ddot{\varphi} + \sum M_R = 0, \quad (21)$$

де  $J$  – момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу;

$\sum M_R$  – сума моментів відцентрових сил інерції складових робочого елемента відносно осі підвісу.

Робочий елемент складається з шарніра 1, копірної частини 2, пластинки 3 та ножа 4 (рис. 3). Враховуючи, що момент відцентрових сил інерції циліндричного шарніра буде рівним нулю, то сумарний момент інерції відцентрових сил робочого елемента визначимо, як:

$$M_R = M_K + M_{II} + M_H, \quad (22)$$

де  $M_K, M_{II}, M_H$  – відповідно моменти відцентрових сил інерції копірної частини, пластинки і ножа.

Для знаходження моменту відцентрових сил інерції копірної частини визначимо, обумовлену доцентровим прискоренням  $a_e$ , елементарну відцентрову силу інерції  $dF_e$ , що діє на елементарний переріз копірної частини рис. 4:

$$dF_e = -a_e dm, \quad (23)$$

де  $dm$  – маса елементарного перерізу.

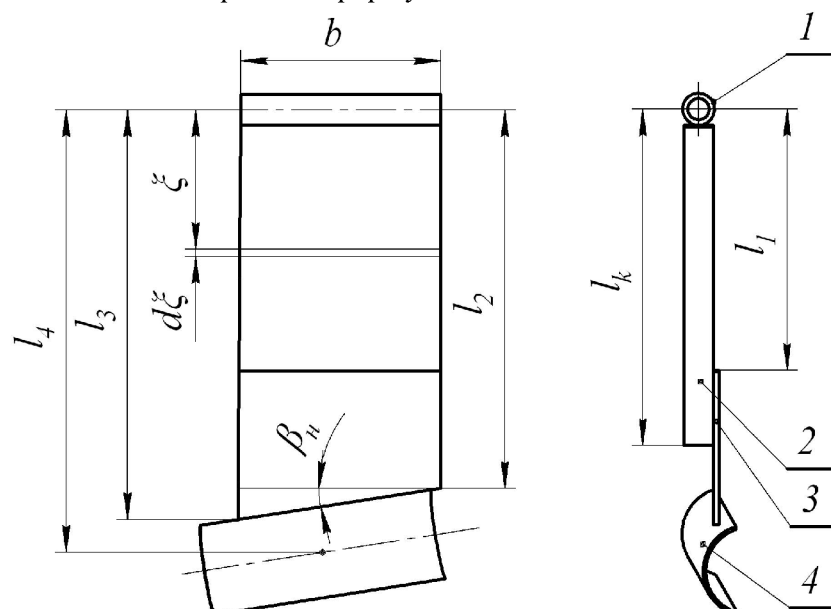


Рисунок 3 - Конструктивна схема робочого елемента нового відокремлювача гички

Масу елементарного перерізу виразимо наступним чином:

$$dm = \gamma s d\xi,$$

де  $\gamma$  – густина матеріалу копірної частини;

$s$  – площа поперечного перерізу копірної частини.

Враховуючи вирази (2) і (24) рівняння (23) набуде вигляду:

$$dF_e = -\omega^2 \gamma s (r_0 + \xi \cos \varphi) d\xi. \quad (25)$$

Визначимо елементарний момент відцентрових сил інерції:

$$dM_k = -dF_e^{\tau} dm, \quad (26)$$

де  $dF_e^{\tau}$  – тангенціальна складова елементарної відцентрової сили інерції (рис. 4),

$$dF_e^{\tau} = dF_e \sin \varphi. \quad (27)$$

Враховуючи вирази (25), (27) рівняння (26) запишемо у вигляді:

$$dM_k = -\omega^2 \gamma s \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi d\xi. \quad (28)$$

Момент відцентрових сил інерції копірної частини визначимо шляхом інтегрування виразу (28):

$$M_k = \int_0^{l_k} [-\omega^2 \gamma s \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi] d\xi. \quad (29)$$

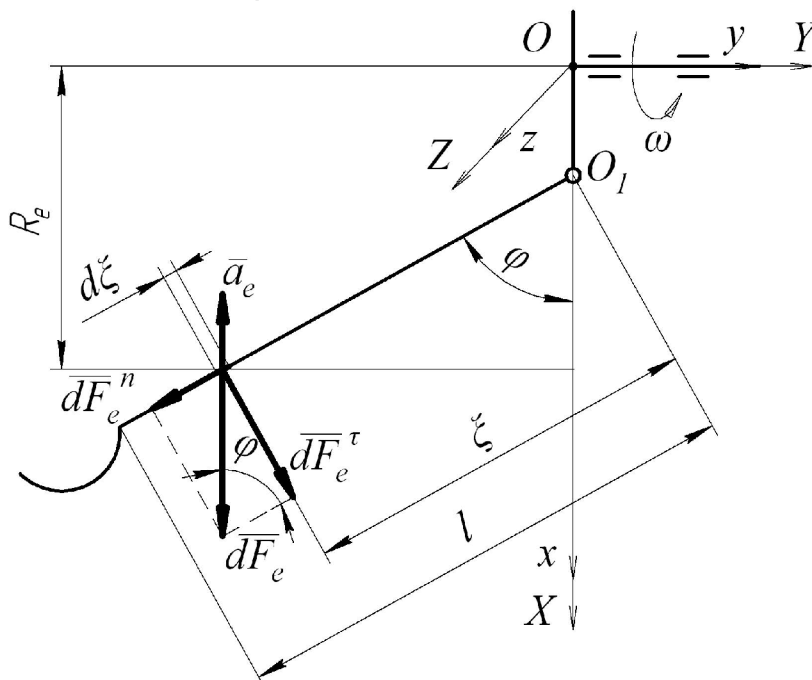


Рисунок 4 – Схема до визначення моменту відцентрових сил інерції прямолінійного стрижня постійного перерізу.

Після інтегрування в межах від 0 до  $l_k$  отримаємо момент відцентрових сил інерції, що діють на копірну частину, відносно осі шарніра:

$$M_k = -\frac{\gamma s \omega^2 l_k^3 \sin 2\varphi}{6} - \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_k^2 \sin \varphi}{2}. \quad (30)$$

Враховуючи, що  $\gamma s l_k = m_k$  остаточно запишемо:

$$M_k = m_k \omega^2 \left( \frac{l_k}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l_k^2}{6} \sin 2\varphi \right). \quad (31)$$

Аналізуючи вираз (31), бачимо, що він аналогічний першому члену виразу (20). Отже припущення про те, що перший доданок виразу (20) є моментом відцентрових сил інерції стрижня прямокутного перерізу відносно осі підвісу нами підтверджено.

Визначимо момент відцентрових сил інерції прямокутної пластинки. Для цього

розділимо її на прямокутну та трикутну частини. Тоді загальний момент відцентрових сил інерції визначимо як суму моментів прямокутної і трикутної частин:

$$M_{\Pi} = M_{III} + M_{III'} \quad (32)$$

Прямокутна частини пластинки має постійний поперечний переріз. Тому момент відцентрових сил інерції прямокутної частини пластинки визначимо за аналогією з копірною частиною з урахуванням виразу (29):

$$M_{III} = \int_{l_1}^{l_2} \left[ -\omega^2 \gamma_1 s_1 \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi \right] d\xi, \quad (33)$$

де  $\gamma_1$  – густина пластинки;

$s_1$  – площа поперечного перерізу пластинки;

$l_1$  та  $l_2$  – відповідно відстані від осі підвісу до початку прямокутної частини пластинки та до її кінця.

Після інтегрування виразу (33) отримуємо момент відцентрових сил прямокутної частини пластинки у наступному вигляді:

$$M_{III} = \frac{\gamma_1 s_1 \omega^2 l_1^3 \sin 2\varphi}{6} + \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_1^2 \sin \varphi}{2} - \frac{\gamma_1 s_1 \omega^2 l_2^3 \sin 2\varphi}{6} + \frac{\gamma s r_0 \omega^2 l_2^2 \sin \varphi}{2}.$$

Так, як трикутна частина пластинки має змінний поперечний переріз то необхідно визначити залежність зміни площі перерізу від координати  $\xi$  за виразом:

$$s_2 = b_2(\xi)t, \quad (34)$$

де  $b_2(\xi)$  – поточне значення ширини трикутної частини;

$t$  – товщина трикутної частини.

Визначимо залежність ширини трикутної частини визначимо  $b_2(\xi)$  у наступному вигляді:

$$b_2(\xi) = b - \frac{\xi - l_2}{\operatorname{tg} \beta_H}, \quad (35)$$

де  $b$  – ширина робочого елемента (рис. 3);  $\beta_H$  – кут нахилу ножового обрізу пластинки.

Тоді запишемо значення виразу (34) з врахуванням виразу (35):

$$s_2 = b - \frac{\xi - l_2}{\operatorname{tg} \beta_H} t. \quad (36)$$

По аналогії запишемо вираз для моменту відцентрових сил інерції трикутної частини пластинки, врахувавши значення виразу (36):

$$M_{III'} = \int_{l_2}^{l_3} \left[ -\omega^2 \gamma_1 \left( b - \frac{\xi - l_2}{\operatorname{tg} \beta_H} t \right) \sin \varphi (r_0 + \xi \cos \varphi) \xi \right] d\xi. \quad (37)$$

Через громіздкість кінцевого виразу інтегрування не наводимо.

В зв'язку із складністю інтегрування моменту відцентрових сил інерції ножа приймемо, що його маса сконцентрована в центрі мас. Тоді момент відцентрових сил ножа запишемо у наступному вигляді:

$$M_H = m_H \omega^2 l_4 (r_0 + l_4 \cos \varphi), \quad (38)$$

де  $m_H$  – маса ножа;

$l_4$  – відстань від осі підвісу до центру мас ножа.

Визначимо сумарний момент інерції робочого елемента:

$$J = J_k + J_{\Pi} + J_H, \quad (39)$$

де  $J_k$  – момент інерції копірної частини робочого елемента;

$J_{\Pi}$  – момент інерції пластинки;

$J_H$  – момент інерції ножа.

Момент інерції копірної частини знайдемо із залежності[9]:

$$J_k = \gamma s \frac{l^3}{3} \quad (40)$$

Загальний момент інерції пластинки визначимо, як суму моментів інерції прямокутної  $J_{III}$  та трикутної частини  $J_{TII}$ :

$$J_{II} = J_{III} + J_{TII} \quad (41)$$

Момент інерції прямокутної частини пластинки:

$$J_{III} = \gamma_1 s_1 \int_{l_1}^{l_2} \xi^2 d\xi \quad (42)$$

Після інтегрування виразу (42) отримаємо:

$$J_{III} = \frac{1}{3} \gamma_1 s_1 [l_2^3 - (l_1)^3] \quad (43)$$

Момент інерції трикутної частини пластини :

$$J_T = \gamma_1 t \int_{l_2}^{l_3} \left( b - \frac{\xi - l_2}{\text{tg}\beta_i} \right) \xi^2 d\xi \quad (44)$$

Після інтегрування виразу (44) отримаємо:

$$J_T = \frac{t\gamma_1 l_2 l_3 \text{ctg}\beta_H}{3} - \frac{bt\gamma_1 l_2^3}{3} - \frac{t\gamma_1 l_2^4 \text{ctg}\beta_H}{12} - \frac{t\gamma_1 l_3^4 \text{ctg}\beta_H}{4} - \frac{bt\gamma_1 l_3^3}{3} \quad (45)$$

Розрахунок сумарних значень моменту відцентрових сил інерції та моменту інерції робочого елемента проведено із застосуванням прикладної програми Mathcad. Розрахунки проведено для наступних значень розмірно-масових параметрів робочого елемента:  $l_k = 0,11$  м,  $l_1 = 0,083$  м,  $l_2 = 0,12$  м,  $l_3 = 0,13$  м,  $l_4 = 0,14$  м,  $\gamma = 700$  кг/м<sup>3</sup>,  $\gamma_1 = 7000$  кг/м<sup>3</sup>,  $s = 0,0007$  м<sup>2</sup>,  $s_1 = 1,4 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $b = 0,07$  м,  $\beta_H = 0,173$  рад,  $t = 0,001$  м,  $m_H = 0,025$  кг.

В результаті розрахунків залежність (22) прийме наступний вигляд:

$$M_R = \omega^2 (a \sin 2\varphi + b \sin \varphi), \quad (46)$$

де  $a$ ,  $b$  – постійні коефіцієнти, що враховують розмірно-масові параметри робочого елемента ( $a = 6,8 \cdot 10^{-4}$  Н·м·с<sup>2</sup>,  $b = 2,4 \cdot 10^{-3}$  Н·м·с<sup>2</sup>).

Враховуючи вирази (39-45), обчислимо сумарний момент інерції робочого елемента відносно осі підвісу –  $J = 1,587 \cdot 10^3$  кг/м<sup>2</sup>.

З врахуванням конкретних значень конструктивних параметрів диференціальне рівняння коливань робочого елемента навколо осі підвісу (21) набуде остаточного вигляду :

$$J\ddot{\varphi} + \omega^2 (a \sin 2\varphi + b \sin \varphi) = 0 \quad (47)$$

Для вирішення задачі копіювання головок коренеплодів необхідно ввести окремі визначення та припущення. Останній ріжучий робочий елемент – робочий елемент, що зрізає під час фази різання останню частинку головки коренеплоду. Час закінчення фази різання – час коли останній ріжучий робочий елемент проходить крайне нижнє положення на роторі. Час відновлення вихідного положення робочим елементом - час від закінчення фази різання до відновлення робочим елементом вихідного положення. Час відновлення робочим органом початкового положення – час від закінчення фази різання до відновлення вихідного положення першим з робочих елементів, що рухаються слідом за останнім ріжучим елементом. Максимально виступаючий коренеплід – коренеплід у якого головка коренеплоду максимально виступає над рівнем ґрунту. За нашими розрахунками при комбінованому зрізі це коренеплоди з висотою виступання головок над рівнем ґрунту більше 80мм. Мінімально виступаючий коренеплід – коренеплід у якого головка розташована на рівні ґрунту.

Звідси сформулюємо необхідну умову копіювання головок коренеплодів запропонованим робочим органом. Час відновлення робочим органом вихідного положення повинен бути меншим за час від кінця фази різання максимально виступаючого коренеплоду до початку контакту з мінімально виступаючим коренеплодом без пошкоджень основи головки максимально виступаючого коренеплоду або з допустимими, за агротехнічними вимогами, незначними пошкодженнями.

Перевірку виконання необхідної умови копіювання проведемо у наступній послідовності:

- визначимо залежність зміни кута відхилення  $\varphi(t)$  для кожного з робочих елементів (рис.5), що відновлюють своє вихідне положення після зрізу високо виступаючого коренеплоду;

- визначимо момент часу проходження кожним з відхилених робочих елементів крайнього нижнього положення на роторі  $t_i$  і відобразимо їх на графіках (рис.5):

$$t_i = \frac{2i\pi}{\omega z}, \quad (48)$$

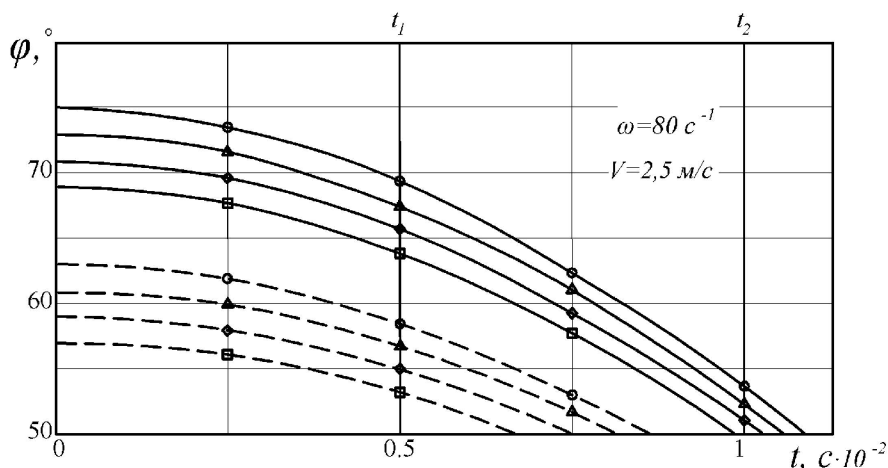
де  $i$  – порядковий номер робочого елемента після останнього ріжучого робочого елемента (рис.6);

- для кожного  $i$ -го робочого елемента порівнюємо в момент часу  $t_i$  значення  $\varphi_i(t_i)$  із  $\varphi_0$  за умовою: якщо  $\varphi_i(t_i) > \varphi_0$  то робочий елемент не відновив вихідне положення, а якщо  $\varphi_i(t_i) = \varphi_0$  то робочий елемент відновив вихідне положення;

- визначимо робочий елемент, що першим відновив вихідне положення і таким чином встановимо час відновлення робочим органом вихідного положення;

- для визначення можливості копіювання екстремального випадку розташування суміжних головок коренеплодів та не підрізання основи головки високо виступаючого коренеплоду проведемо графічний аналіз положень робочих елементів при проходженні ними крайнього нижнього положення у фазі відновлення вихідного положення при різних режимах роботи.

Для дослідження часу відновлення початкового положення робочим органом визначимо вплив висоти виступання головок коренеплодів та кутової швидкості ротора на рух системи робочих елементів після сходу їх з головки коренеплоду. За нашими розрахунками [1] висота безкопінного зрізу високо виступаючих коренеплодів над рівнем ґрунту не буде перевищувати 80 мм. Для порівняння результатів розрахунків виберемо висоти виступання коренеплодів  $h=80$  мм і  $h=40$  мм. З метою отримання горизонтальної поверхні зрізу нами конструктивно закладено співвідношення між кутовою швидкістю ротора і поступальною швидкістю робочого органу:



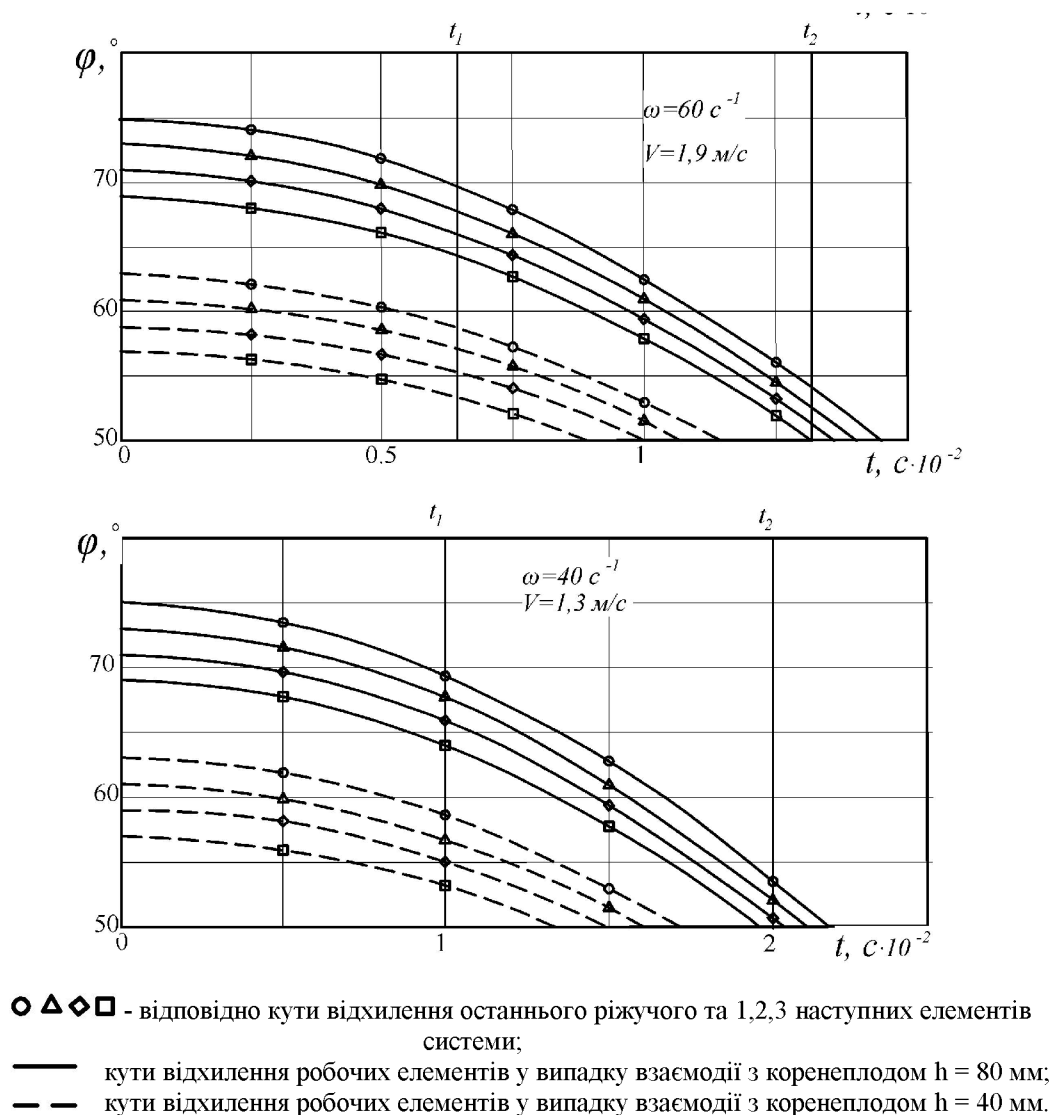


Рисунок 5 – Залежність кута відхилення робочого елемента від часу

$$\omega = 10\pi v. \tag{49}$$

Тому при поступальних швидкостях 1...2,5 м/с вибираємо значення кутової швидкості  $\omega = 40, 60, 80 \text{ c}^{-1}$ . Враховуючи початкові умови для кожного з робочих елементів, із диференціального рівняння (47) визначимо чисельними методами залежність  $\varphi(t)$  для останнього ріжучого та декількох наступних робочих елементів (рис. 5).

Відмітимо на графіках (рис. 5) час  $t_1$  і  $t_2$  при якому перший та другий ріжучі елементи будуть проходити крайнє нижнє положення. При сходженні з головки коренеплоду висотою 40 мм до часу  $t_2$  всі робочі елементи відновлюють своє початкове положення. При сходженні з головки коренеплоду висотою 80мм всі робочі елементи відновлюють своє вихідне положення між часом  $t_2$  і  $t_3$ . Слід відмітити зменшення часу відновлення робочими елементами вихідного положення при збільшенні кутової швидкості ротора. Очевидно, це пояснюється відомим із теорії коливань, зменшенням періоду коливань при збільшенні кутової швидкості.

Проведемо додатково аналіз процесу взаємодії копінно-роторного робочого органу з головкою коренеплоду (рис. 6). Процес взаємодії буде складатись з фази копіювання  $t_k$ , фази різання  $t_r$  і фази сходження з головки  $t_c$ . Положення робочих елементів при проходженні фаз копіювання та різання нами отримано в попередніх

дослідженнях.

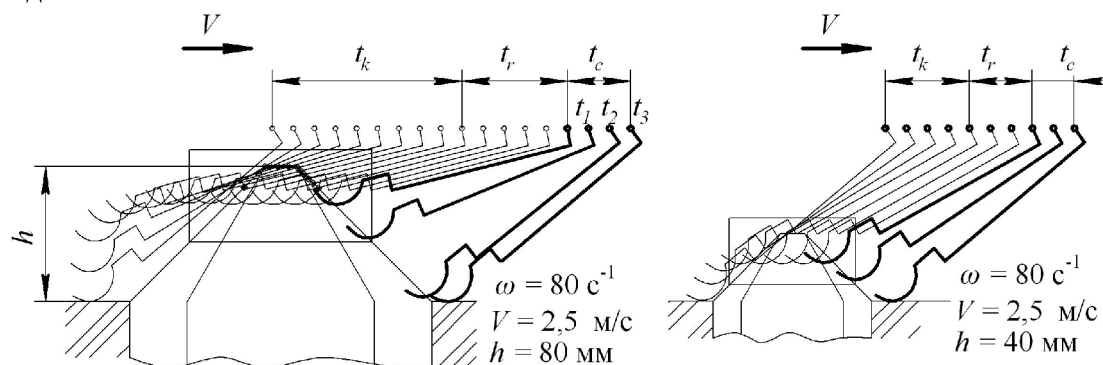


Рисунок 6 – Графічний аналіз копіювання головок коренеплодів робочими елементами копінно-роторного відокремлювача гички

Як бачимо із наведеного графічного аналізу (рис. 6), при сходженні робочого органу з головки коренеплоду робочі елементи, при проходженні крайнього нижнього положення практично копіюють тильну сторону головки. Причому, при зміні кутової швидкості і відповідній її швидкості поступального руху, положення робочих елементів практично не змінюється. Це свідчить про правильність вибору кінематичного режиму, нечутливість робочого органу до зміни поступальної швидкості та добре копіювання головок коренеплодів різної висоти виступання. Слід відмітити можливе підрізання тильної сторони головки при збільшених кутах конусності головки та підвищених значеннях кутової швидкості. Але даний недолік усувається зміною кінематичного режиму – збільшенням поступальної швидкості руху робочого органу або зменшенням кутової швидкості ротора. Можливі рішення конструктивного плану, наприклад, збільшення моменту інерції робочого елемента, що збільшить період коливань. При проведенні експериментальних польових досліджень підрізання спостерігалось лише в окремих випадках і глибина пошкоджень не перевищувала 5мм, що є в межах допустимих вимог.

#### Висновки.

1. При взаємодії копінно-роторного відокремлювача гички та коренеплодів цукрових буряків можливе якісне копіювання різновисоких головок коренеплодів і виконання технологічного процесу відокремлення гички при швидкостях більше 2м/с.
2. З метою визначення можливості практичного застосування робочого органу необхідно продовжити дослідження його динамічної взаємодії з коренеплодами цукрових буряків.

#### Список літератури

1. Борис А.М. Моделювання технологічного процесу видалення гички комбінованим способом/ Борис А.М.// Вісник аграрної науки.-Київ.,2011.-Вип 7. - С. 66-68
2. Борис А.М. Обґрунтування раціонального діапазону копінного зрізу гички цукрових буряків /Борис А.М./Збірник наукових статей Луцького національного технічного університету № 21(1). - Луцьк, 2011. – С. 26-30
3. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини. – К.: Аграрна наука, 2011. – 352 с.
4. Булгаков В.М., Методика та засоби лабораторних досліджень процесу відокремлення гички експериментальними робочими органами/Булгаков В.М., Борис А.М. / Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П. Василенка, випуск 107, том. 1. – Харків, 2011. – С. 175-188.
5. В.М. Булгаков. Теорія робочого процесу видалення гички з коренеплодів цукрових буряків/В.М. Булгаков, А.М. Борис/Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України випуск 166, ч 1.- К.: 2011. – С. 335-342

6. Дефолиатор 4 Row 30 фірми Alloway Standard Industries [Електронний ресурс] // Інформація виробника – Режим доступу: <http://www.allowaystandart.com>.
7. Зуев Н. М. Бескопирный срез головок корнеплодов. / Зуев Н. М., Топоровский С. А. // Сахарная свекла. – 1988 № 6, С. 42–45
8. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении / В.И. Гуляев, П.П. Лизунов – К.: Выща шк. Головное изд-во, 1989.-ISBN5-11-002341-7.
9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики: Учебник для втузові.- 10-е изд., перераб. И доп.- М.; Высш. Шк., 1986.- 416 с.
10. Мартиненко В. Я. Гичкозбиральні машини / Мартиненко В. Я– Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 110 с.
11. Погорельый Л.В., Татьяна Н.В., Свеклоуборочные машины: История, конструкция, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
12. Уборка сахарной свеклы с VM330 и Rootster 604 [Електронний ресурс] // Сельскохозяйственная техника. – 2008 № 2. – Режим доступу до журналу: <http://russia.profi.com>.

**Grigory Kaletnik**

*Vinnitsya National Agrarian University*

**Vladimir Bulgakov**

*National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine*

**Valery Adamchuk, A. Borys**

*NSC "Institute of mechanization and electrification of agriculture"*

**Nikolay Sviren**

*Kirovograd National Technical University*

**Sergey Orischenko**

*Kirovohrad tekhnikum of mechanization of agriculture*

**The theory process of slave motion along root crops heads sugar beet roots row of the new rotor device for haulm removal**

New mathematical model of free oscillations of the tool of the rotor device for removal of sugar beet haulm at its slave compound motion is developed. The process of effective slave motion along root crops heads is examined by means of the solution of this model on the computer.

As a result the possibility of use of this tool at velocity range 2,0...2,5 m/s of a translational motion of a harvesting machine is defined.

Одержано 17.10.13

УДК 631.333

**А.С. Кобець, проф., канд. техн. наук, М.М.Науменко, доц., канд. техн. наук  
Н.О. Пономаренко, асп.**

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

## **Обгрунтування конструкції чотирилопатевого відцентрового розкидача мінеральних добрив**

Запропоновано роторний робочий орган, конструкційні особливості якого дозволяють покращити рівномірність розсіювання мінеральних добрив.

**мінеральні добрива, розкидач відцентрового типу, лопаті, відцентровий робочий орган, диск, рівномірне розміщення гранул**

**А.С. Кобець, Н.М.Науменко, Н.О. Пономаренко**

*Днепропетровский государственный аграрный университет*

**Обоснование конструкции четырехлопастного разбрасывателя минеральных удобрений**

Предложен роторный рабочий орган, конструкционные особенности которого позволяют улучшить равномерность рассеивания минеральных удобрений.

**мінеральні добрива, розкидач відцентрового типу, лопаті, відцентровий робочий орган, диск, рівномірне розміщення гранул**

Переважну масу мінеральних добрив та хіммеліорантів, що застосовуються в нашій країні і передових країнах світу, вносять за технологією основного удобрення ґрунту суцільним способом по його поверхні. Аналогічно проводять і підживлення окремих сільськогосподарських культур [2-4].

За останні 15 років ситуація з використанням мінеральних добрив в сільськогосподарському виробництві країн СНГ погіршилась. Однією з причин такої зміни є висока вартість мінеральних добрив та машин для їх внесення. Не меншу роль відіграє і дороговизна паливо-мастильних матеріалів, оскільки питомі витрати пального і матеріальних ресурсів дуже високі.

**Постановка проблеми** В сільськогосподарському виробництві надзвичайно широко використовуються розкидачі мінеральних добрив відцентрового типу найрізноманітніших конструкцій, оскільки продуктивність даних машин найвища. Наряду з цим, незважаючи на фундаментальні дослідження в теорії взаємодії гранули з диском [1,2] та чисельні удосконалення конструкції робочого органа, рівномірність розсіювання мінеральних добрив, яку забезпечують існуючі розкидачі, складає 60-80% і бажає бути кращою.

Одна із суттєвих причин нерівномірності розсіювання пояснюється схемою, наведеною на рис. 1.

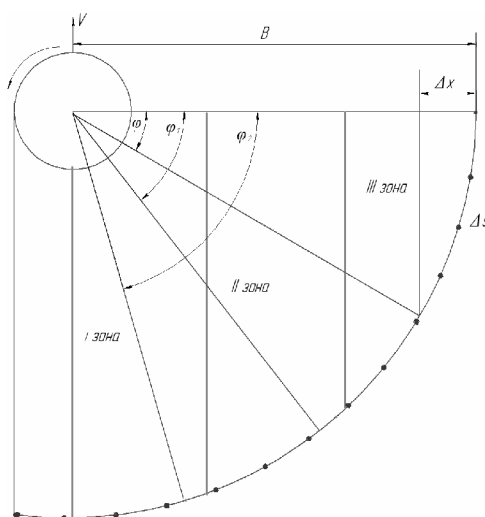


Рисунок 1 – Схема до аналізу нерівномірності розподілення добрива по ширині захвату при рівномірному обертанню диска

Якщо припустити, що всі гранули при розвантажуванні диска закидаються на одну і ту ж саму відстань  $B$  від центра за умови, що агрегат не рухається, то при рівномірному розміщенні гранул на колі радіуса  $B$  під час руху стає очевидне ущільнене засівання по краю ширини захвату.

На підставі прийнятого припущення можна стверджувати, що кількість гранул, яка випадає на полосу  $\Delta x$  по ширині захвату, пропорційна довжині відповідної дуги  $\Delta s$  (рис.1.). Це дає можливість характеризувати інтенсивність засівання площі, що обробляється, співвідношенням  $\Delta s/\Delta x$ . Як видно з рис. 2. найбільш інтенсивно засівається зона, ширина якої визначається третиною від половини ширини захвату і відповідає значенню кута  $\varphi_1=0,841$  рад ( $48,19^\circ$ ). Якщо розбити половину площі захвату на три рівновеликі ділянки (рис.1.), то, як показують розрахунки, на третю зону випадає 53,56% об'єму добрив, на другу, що визначається кутами  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  ( $\varphi_2=70,53^\circ$ ) випадає 24,82% від об'єму добрив і на першу – 21,64% від об'єму, що випадає на половину ширини захвату.



Рисунок 2 – Ілюстрація до нерівномірності розсіювання

Очевидно, що реальна схема розсіювання буде відрізнятись від розглянутого ідеалізованого варіанту, проте загальна картина ущільненого засівання ширини захвату на краях полоси спостерігається і в реальних умовах. Метою даної розробки є створення диска, здатного забезпечити технологічно-достатню рівномірність при внесенні добрив.

Конструкція диска, що пропонується для вирішення проблеми, представлена на рис. 3 і передбачає можливість додаткового одночасного засівання зон II і I. (до досягнення середньої щільності, яка реалізується в зоні III (рис.1.).

Диск (1) оснащений чотирма лопатями (2), нахиленими до горизонтальної поверхні диска під деяким кутом  $\alpha$ ; на робочій поверхні кожної лопаті закріплені по три вертикальні направляючі ребра (3), поздовжні осі яких перпендикулярні до лінії перетину лопаті і площини диска. Добрива подаються в центр диска і під дією відцентрових сил надходять на лопаті. На кожній лопаті потік добрив розділяється на три незалежні потоки, які при сходженні з поверхні лопаті матимуть різні швидкості, причому на найдовшому ребрі тукам надається найбільша відносна, а отже найбільша абсолютна швидкість сходу. Найменша швидкість буде розвиватись на короткому ребрі.

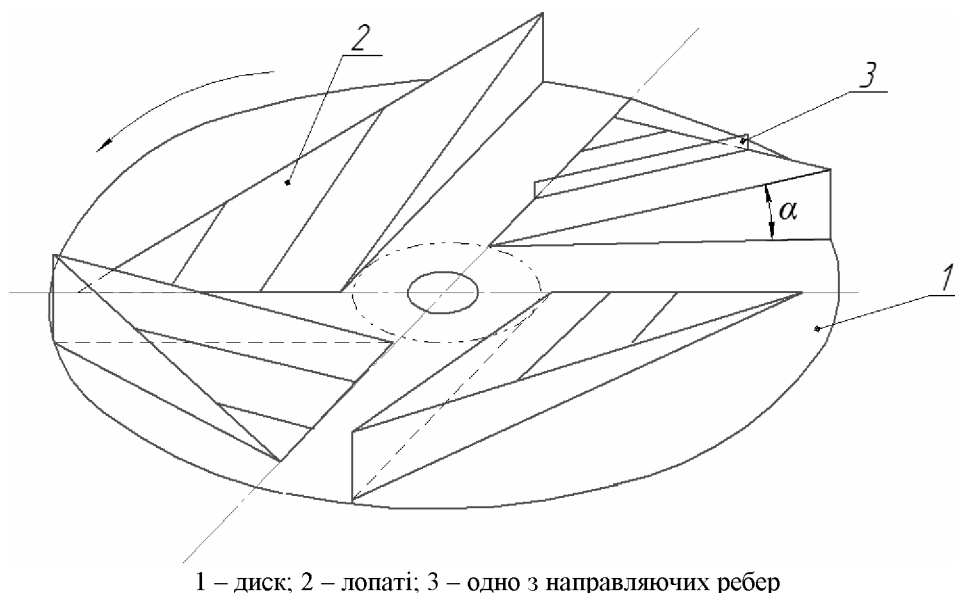


Рисунок 3 – Конструктивна схема розкидача мінеральних добрив

Враховуючи те, що і кути сходження з кожного ребра будуть різними, можна стверджувати, що окремі потоки туків будуть рознесені у просторі і перехрещення траєкторій не відбудеться. Кут нахилу кожної лопаті ( $\alpha$ ) підбирається за умови забезпечення максимальної дальності польоту туків. Положення другого по довжині ребра і його довжина підбираються таким чином, щоб дальність польоту туків, що злітають з нього, складають  $2/3 B$  ( $2/3$  від половини ширини захвату). Друге ребро призначене для додаткового засівання другої і першої зон. Очевидно, що середня щільність засівання II зони (рис. 1.) буде забезпечуватись такою ж як і для зони III в тому випадку, коли з другого ребра в цю зону додатково потрапляють 28,74% від об'єму добрив, що розкидається довгим ребром. Таким чином, якщо об'єм добрив на першому ребрі прийняти за 100% і якщо прийнята схема розсівання другим ребром така ж як і для першого, то 28,74% об'єму добрив, що розсіюється першим ребром, для другого ребра повинна становити 53,56% від об'єму, що ним розсівається.

Повний обсяг цього об'єму «х» можна визначити з пропорції  $28,74/53,56=x/100$ , звідки

$$x=(28,74 \cdot 100)/53,56 = 53,66.$$

Це означає, що на середнє ребро необхідно забезпечувати подачу добрив за об'ємом приблизно вдвічі меншим, ніж на ребро довге. При виконанні цієї умови середня щільність засівання буде однаковою по ширині полоси, яка визначиться як сума ширини зони III ( $B/3$ ), середня щільність якої забезпечується довгим ребром, і ширини аналогічної зони для середнього ребра ( $1/3(2/3B)=2/9B$ ), на якій середня щільність забезпечується довгим і середнім ребром, тобто ця сумарна ширина дорівнюватиме

$$1/3B+2/9B=5/9B.$$

Слід відмітити, що на зону, яка залишилась (шириною  $4/9B$ ) від довгого ребра випало приблизно 22% об'єму, який воно забезпечило, а від другого – ще 22% від 53,56%, тобто 11,32%, що в сумі дає 32,32%. Тоді, в зону, що залишилась, необхідно висіяти ще  $53,56-32,32=11,24\%$  від об'єму добрив, який припадає на перше довге ребро. Таким чином, на коротке ребро необхідно забезпечувати подачу добрив за об'ємом, що складає 11,24% від об'єму, який припадає на ребро довге. Положення короткого ребра і його довжина підбирається таким чином, щоб дальність польоту туків, що злітають з нього складала  $1/3B$ .

Цілком очевидно, що за прийнятою схемою розподілення добрив (рис.1.) лівий край зони I теоретично буде недовантажений. Проте, як свідчить практика, цей недолік компенсується «недольотом» гранул з різних технічних причин.

Згідно з викладеною інформацією ширина ділянки, що обробляється (на яку вноситься добриво) розбивається на три частини. Кожне ребро на лопаті повинно вносити добрива на відведену йому територію. Для того щоб це відбувалося необхідно визначити довжину кожного ребра, а також положення його на лопаті. Будемо вважати, що мета буде досягнута, якщо гранули на середньому ребрі набуватимуть швидкість вильоту достатня для засівання ділянки захвату шириною  $2/3B$ , а на короткому ребрі –  $1/3B$ . Для визначення швидкості вильоту туків з ребра, що починається на довільній відстані  $a$  від центра диска ( $a = 00_1$ , Рис.4) використовується теорема додавання швидкостей, згідно з якою

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

де  $\vec{V}_r$  – відносна швидкість вздовж направляючого ребра;

$\vec{V}_e$  – переносна швидкість, яка для вилітаючої з диска туки визначається за відомої кутової швидкості диска  $\omega$  і довжини ребра  $l$  як

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

Відносна швидкість може бути знайденою за теоремою про зміну кінетичної енергії у відносному русі з формули [5]

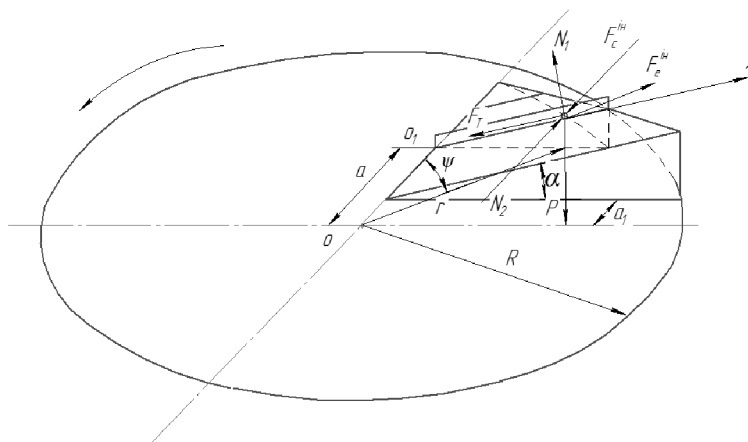
$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = A(F_e) + A(F_{тл}) + A(F_{тп}) + A(P) \quad (2)$$

де  $A(F_e)$  – робота переносної сили інерції  $F_e$  на переміщені вздовж ребра;  $A(F_{тл})$  – робота сили тертя, яка виникає на поверхні лопаті в результаті дії сили  $F_e$  та ваги туки  $P$ ;  $A(F_{тп})$  – робота сили тертя, яка виникає на поверхні вертикального ребра від сили інерції Коріоліса  $F_c$  та переносної сили  $F_e$ ;  $A(P)$  – робота сили ваги;  $V_0$  – початкова відносна швидкість.

Переносна сила інерції  $F_e^{in}$  може бути визначеною як

$$F_e^{in} = m\omega^2 r,$$

де  $r$  – відстань від вертикальної осі обертання диска до туки (рис.4), що приймається за матеріальну точку масою  $m$ .



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

Рисунок 4 – Схема сил, що діють на гранули

Очевидно, що через поточну координату  $x$  відстань  $r$  можна знайти як:

$$r = \sqrt{(x \cos \alpha)^2 + a^2}$$

Проекція сили  $F_e^{ih}$  на вісь  $O_1X$  визначається як

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 r \sin \psi \cos \alpha,$$

де  $\sin \psi = \frac{x \cos \alpha}{r}$  (рис.4);  $m$  – маса туки.

Таким чином

$$F_{ex}^{ih} = m\omega^2 x \cos^2 \alpha.$$

Робота переносної сили інерції на переміщенні  $l$  визначається як

$$A(F_e^{ih}) = \int_0^l m\omega^2 x \cos^2 \alpha dx = \frac{1}{2} m\omega^2 \cos^2 \alpha l^2$$

Для довільного ребра

$$l_k = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha,$$

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

Тоді

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

Сила тертя на поверхні лопаті  $F_{тл}$  визначається через нормальну реакцію  $N_1$  (рис.4), яка обумовлена вагою туки  $P$  і переносною силою інерції  $F_e^{ih}$ , тобто

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

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

де  $f$  – коефіцієнт тертя.

Робота сили тертя на поверхні лопаті  $A(F_{тл})$  визначається як

$$A(F_{\text{тн}}) = - \int_0^l f m (g \cos \alpha + \omega^2 x \cos \alpha \sin \alpha) dx = - f m g \cos \alpha \cdot l - \\ - \frac{l^2}{2} f m \omega^2 \sin \alpha \cos \alpha$$

Або, враховуючи, що  $l_x = \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha$ , отримаємо

$$A(F_{\text{тн}}) = - f m g \sqrt{R_k^2 - a^2} - f m \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha \quad (4)$$

Сила тертя на поверхні ребра визначається через горизонтальну реакцію  $N_2$ , яка обумовлена Кориолісовою силою інерції і переносною, тобто

$$N_2 = F_c^{\text{ін}} - F_g^{\text{ін}} \cos \psi.$$

Кориолісова сила інерції  $F_c^{\text{ін}}$  діє в тій же горизонтальній площині, що і сила  $F_g^{\text{ін}}$  і визначається як

$$F_c^{\text{ін}} = 2m\omega V_r \cos \alpha.$$

Кориолісова сила інерції направлена під прямим кутом до вертикального ребра, в результаті чого

$$N_2 = 2m\omega V_r \cos \alpha - m\omega^2 r \cos \psi,$$

де  $\cos \psi = a/r$ .

Тоді сила тертя  $F_{\text{тр}}$  визначається як

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

Робота цієї сили визначається як

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

Як показують точні розрахунки [2], відносна швидкість пропорційнальна відстані до центра диска. Використовуючи теорему про середнє значення [6] для першого інтеграла формули (6) можна записати

$$\int_0^l 2f m \omega V_r \cos \alpha dx = 2f m \omega V_{\text{сеп}} l \cos \alpha,$$

де середнє значення відносної швидкості визначається як  $V_{\text{сеп}} = \frac{1}{2}(V_0 + V)$ .

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

$$A(F_{\text{тр}}) = - f m \omega (\omega a \cos \alpha + V) \sqrt{R_k^2 - a^2} + f m \omega^2 a \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha \quad (7)$$

Робота сили ваги  $P$  визначається як

$$A(P) = - m g l_x \sin \alpha. \quad (8)$$

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

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{mV_0^2}{2} = \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a^2) - f m g \sqrt{R_k^2 - a^2} - \\ - f m \omega^2 \cdot \frac{1}{2} (R_k^2 - a^2) \sin \alpha / \cos \alpha - f m \omega (\omega a \cos \alpha + V) \sqrt{R_k^2 - a^2} + \\ + f m \omega^2 a \sqrt{R_k^2 - a^2} / \cos \alpha - m g l_x \sin \alpha \quad (9)$$

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

$$\frac{mV^2}{2} - \frac{m}{2} \omega^2 a_1^2 \cos^2 \alpha = \frac{1}{2} m \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) - f m g \sqrt{R_k^2 - a_1^2} - \frac{1}{2} f m \omega^2 \cdot (R_k^2 - a_1^2) \sin \alpha / \cos \alpha - \\ - f m \omega^2 a_1 \cos \alpha \sqrt{R_k^2 - a_1^2} - f m V \sqrt{R_k^2 - a_1^2} + \frac{f m \omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2}}{\cos \alpha} - m g l_x \sin \alpha$$

або

$$V^2 + 2Vf\omega\sqrt{R_k^2 - a_1^2} = \omega^2 a_1 \cos\alpha \left( a_1 \cos\alpha - 2f\sqrt{R_k^2 - a_1^2} \right) + \\ + \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) (1 - f \sin\alpha / \cos\alpha) - 2fg \cos\alpha \sqrt{R_k^2 - a_1^2} + \\ + 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2} / \cos\alpha - 2gl_k \sin\alpha.$$

Звідки для відносної швидкості на вильоті з довгого ребра можна отримати

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

де  $c_1 = f\omega\sqrt{R_k^2 - a_1^2}$ ,

$$c_2 = \omega^2 a_1 \cos^2\alpha (a_1 \cos\alpha - 2f\sqrt{R_k^2 - a_1^2} + \omega^2 (R_k^2 - a_1^2) (1 - f \sin\alpha / \cos\alpha) - \\ - 2fg\sqrt{R_k^2 - a_1^2} + 2f\omega^2 a_1 \sqrt{R_k^2 - a_1^2} / \cos\alpha - 2gl_k \sin\alpha.$$

Згідно з схемою до визначення абсолютної швидкості, яку наведено на рис.5

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

де  $\alpha_0$  – кут вильоту туки;

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

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

Проекція  $V_a \cos\alpha_0$  знаходиться як результат геометричного додавання переносної швидкості  $V_e$  та проекції відносної швидкості на горизонтальну площину, тобто

$$V_a \cos\alpha_0 = \sqrt{(V_r \cos\alpha)^2 + V_e^2 + 2V_e V_r \cos\alpha \cos\gamma},$$

де  $\gamma$  – кут між вектором переносної швидкості  $V_e$  та проекцією відносної швидкості на горизонтальну площину.

Як витікає зі схеми, наведеної на рис.6, кут  $\gamma$  визначається як

$$\gamma = 180^\circ - \varphi.$$

Тоді для кута вильоту можна отримати

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

Наведені формули дозволяють обґрунтувати деякі конструкційні характеристики розсіювача. На рис.7 наведені залежності швидкості вильоту туків і кутів вильоту від положення ребра для лопаті у якої проекція криволінійного краю на горизонтальну поверхню збігається з контуром диска.

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

Як видно з рис. 7 швидкість вильоту при віддалені ребра від центра диска падає, а кут вильоту зростає. Це означає, що можливе перехрещення траєкторій руху туків, які злітають з довгого ребра і з ребра короткого. Щоб цього уникнути необхідно змінити саму лопать. Один з варіантів такої зміни передбачає, що відстань від криволінійного краю лопаті до осі обертання диска не є сталою, а зменшується в напрямку обертання диска як показано на рис.4 штриховою лінією. За умови, що ребра будуть закінчуватись на краю лопаті, буде забезпечуватись не одна й та сама переносна швидкість для кожного ребра, а різна. Це дає можливість змінювати конструкцію таким чином, щоб перехрещення траєкторій окремих потоків не відбувалося.

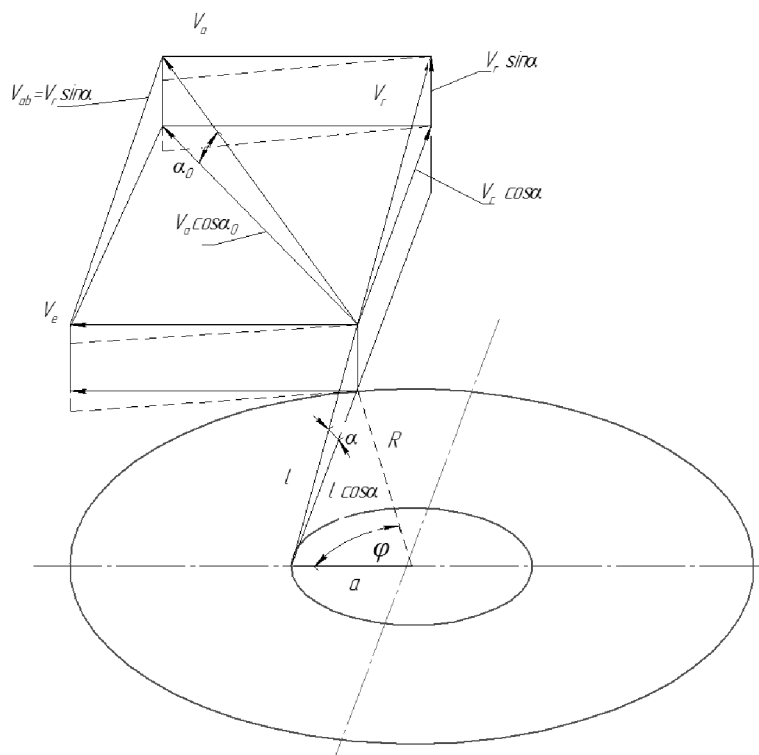


Рисунок 5 – Схема до визначення швидкості вильоту гранули

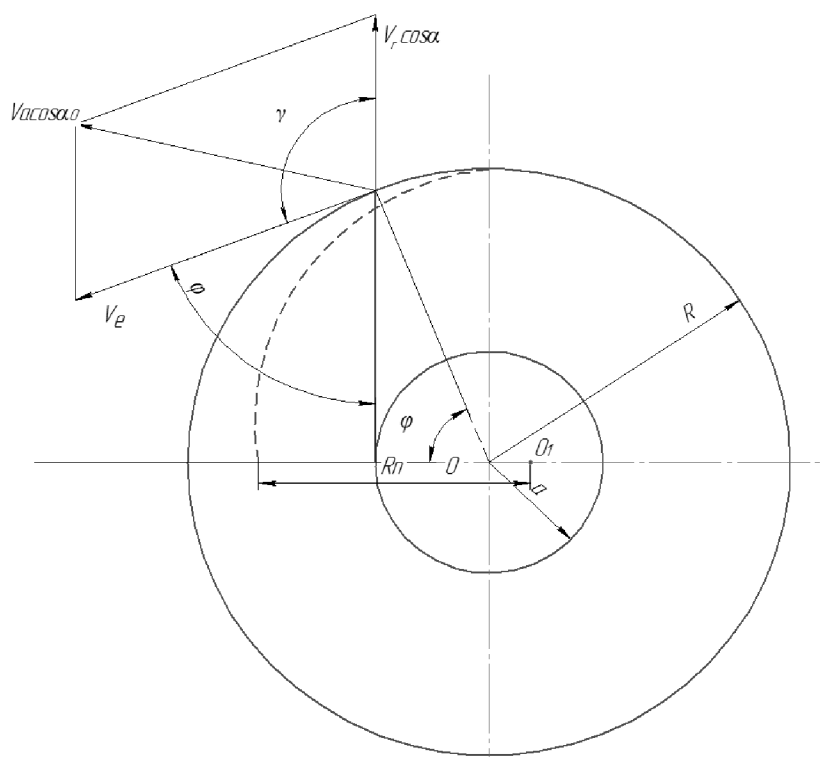


Рисунок 6 – Схема визначення кута  $\gamma$

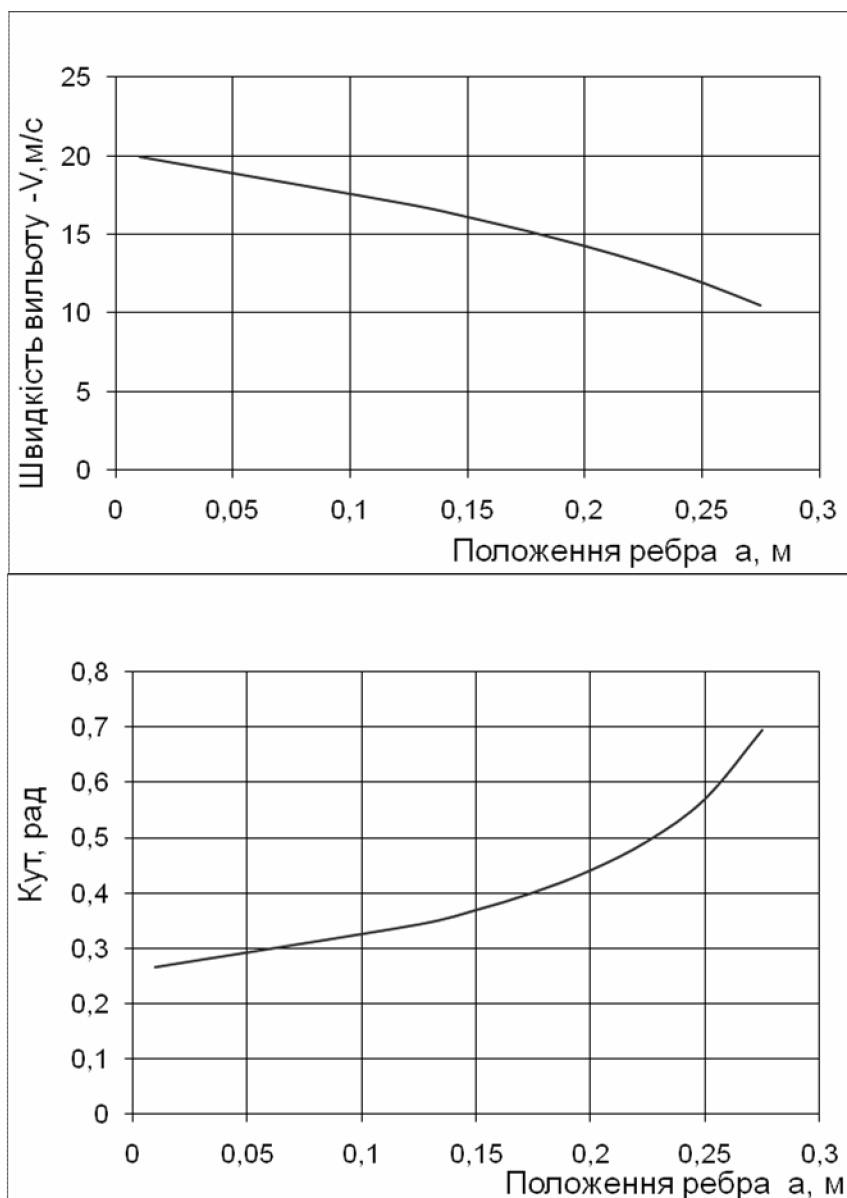


Рисунок 7 – Залежності швидкості вильоту та кута вильоту від положення ребра на лопаті

### Висновки.

1. З'ясована одна з можливих причин нерівномірності розсіювання добрив розкидачами відцентрового типу.
2. Запропонована конструкція розкидача, який може реалізувати більш рівномірне розсіювання за умови забезпечення окремого живлення кожного з трьох вилітаючих з диска потоків гранул.
3. Виведені достатньо прості для інженерного застосування формули, що дають можливість обґрунтувати конструкцію дискового розсіювача добрив, який гарантовано покращує розсіювання.
4. Отримані формули дозволяють визначати абсолютну швидкість вильоту туків з диска і кут вильоту, які необхідні для визначення ширини захвату розсіювача.

## Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин/Изд-во Украинской академии сельскохозяйственных наук. К.: – 1960. – 283 с.
2. Адамчук В.В. Механіко-технологічні і технічні основи підвищення ефективності внесення твердих мінеральних добрив та хіммеліорантів: Автореф. дис. док. техн. наук: 05.05.11. – Національний аграрний університет, Київ, 2006. – 45 с.
3. Сметнев С.Д. Состояние и перспектива механизации применения минеральных удобрений// Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1971, №5. – 189 с.
4. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкції с/г техніки/ М.І. Грицигінна, С.М. Коваля. - К.: Аграрна наука, 2004. – 396
5. Яблонський А.А. Теоретическая механика, Т.1.– Статика и кінематика.- 1967.- 512 с.
6. Фихтенгольц. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т.2.– М.: Наука. – 1970.– 800 с.

**Anatoliy Kobets, N.Naumenko, Nataha Ponomarenko**

*Dnepropetrovsk state agrarian university*

### **Rationale for the construction of centrifugal spreader of mineral fertilizers**

Investigational construction features of rotor working organ and their influence on the high-quality indexes of work of throwing about of mineral fertilizers.

The obtained formulae allow to determine the absolute velocity fat disk and angle of departure required for determining the width of the lens cover. On the basis of analysis of motion of financial particle for the blades of centrifugal working organ along a sending rib structural descriptions of the fourblade throwing about are grounded.

Withdrawn simple enough for engineering application of the formula, giving an opportunity to substantiate the design of the disk diffuser fertilizers, which is guaranteed to improve scattering.

**mineral fertilizer spreader centrifugal type blades, centrifugal working body, disc, even distribution of granules**

Одержано 05.10.13

**UDC 658.562.6**

**Doc. Ing. Maroš Korenko, PhD, doc. Ing. Ján Frančák, CSc., Dr.h.c. prof. Ing. Vladimír Kročko, CSc., Ing. Daniela Földesiová, Ing. Peter Dragula,**

*Slovak University of Agriculture, NITRA, Slovak Republic*

**Volodymyr Bulgakov, Prof. Ing. DrSC.**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine*

## Analysis methods for measuring system by repeatability and reproducibility

Then to the organization to ensure a stable market position, which leads to success in competition, must focus their attention on all of their production processes with respect to the quality of its products supplied to its customers. Measurement parameter of the products, their analysis and evaluation, is inherent to the production process in organizations around the world. Whether the product meets the requirements of the customer depends on the observed variance parameter of the product but also the variability of the measurement system itself. The measurement plays a key role in scattering the monitored parameter of the product, so it must be analyzed. Tool through which we can assess the accuracy and appropriateness of the measurement system is called a measurement system analysis.

**measurement variability, product, process, repeatability, reproducibility**

**М. Коренко, Я. Франчак, В. Крочко, Д. Фолдешова, П. Драгула**

*Словацкий сельскохозяйственный университет, г. Нитра, Словакия*

**В. Булгаков**

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

### **Методы анализа для измерения систем повторяемости и воспроизводимости**

Производители, чтобы обеспечить стабильное положение на рынке, должны сосредоточить свое внимание на поддержании качества своей продукции на всех производственных этапах. Измерение параметров продуктов, их анализ и оценка является неотъемлемой частью производственного процесса на предприятиях по всему миру. Будет ли продукт соответствовать требованиям заказчика зависит не только от отклонения контролируемого параметра продукта, но и от изменчивости самой измерительной системы. Измерения играют ключевую роль в рассеянии значений контролируемого параметра продукта, поэтому оно должно быть проанализировано. Инструмент, через который мы можем оценить точность и уместность измерительной системы называется анализом системы измерения.

**измерение изменчивости, продукт, процесс, повторяемость, воспроизводимость**

**Introduction.** The measurement system variability exists, which affects the measured data and the decisions based on them i.e., The variance of the endpoint of the product may be caused by either the product itself but also the measurement system. The aim of the analysis measurement system (MSA) is to verify the accuracy of the measurement system for manufacturing processes, respectively. estimate that the measurement system contributes to the total variance endpoint product.

Quality tools are an active part of the measurement process in the application, development and continuous improvement of the effectiveness of the quality system (Hrubec, J.- Žabár, P. - Prístavka, M. - Škúrková, K., 2008; Prístavka, M. a kol. 2011). In application, development and continuous improvement of the effectiveness of the quality system are an active part of the analysis capabilities of instruments, production equipment and process capability (Prístavka, M., - Hrubec, J., 2009).

Statistical methods are important in engineering practice group, which includes analysis capabilities of instruments, production equipment and process capability. These tools are an active part of the measurement process in the application, development and continuous improvement of the effectiveness of the quality system (Prístavka, M., - Hrubec, J., - Škúrková, K., 2008).

The term MSA - Measurement System Analysis involves the following processes: Verify that the correct value is measured and identified all the critical issues related to the environment that are correlated with the measurement. Determine which statistical properties of the measurement system must exhibit in order to be acceptable (Kredatusová, M. - Bujna, M. 2010). The implementation of this provision, it is important to know how the data should be used, because without this information it is not possible to determine the statistical properties. Measurements must be carried out in random order, to ensure that any changes that might occur, will be distributed at random measurements.

**Materials and Methods.** We have determined the verification tools to measure the reference points and prepared the measurement procedure for verifying the dimensional characteristics of door panels. The measuring equipment includes:

- Mitutoyo micrometer (12.7–0.01 mm);
- measuring cylinders ( $\varnothing$  1.00–10.00 mm);
- feeler gauge (0.05–1.00 mm).

Mitutoyo micrometer – basic information:

1. code number: 543-681B;
2. serial number: 10131238;
3. model: ID-S1012B;
4. measuring range: 12.7–0.01 mm;
5. identification number in the organisation: 57020;

6. date of calibration: 16/01/2012;
7. date of next calibration: 16/01/2013.

The procedure of the survey based on the average and dispersion is as follows:

1. ensure the selection of  $n > 5$  parts, which pose an actual or expected range of variability of the process,
2. mark operators as A, B, C etc. and parts numbered 1 to n, so that operators could not see the numbers,
3. convert calibration of the instrument, if it is part of the normal process of measurement, the operator A measure n parts in random order, and writes the results to row 1,
4. operator B and C, measured the same number of parts, without having to subtract the value of each show, and record the results in rows 6 and 11,
5. This cycle is repeated with another random measurement data will be entered in rows 2,7,12, data is entered into the column, if it is measured as the first piece of item 7, then record the result in the column labeled Volume 7, if necessary to convert three measurement cycle is repeated and the data entered in rows 3,8 and 13
6. where operators work in a variety of changes, can be used an alternative method, the operator A measure of all 10 parts of a value entered in line 1, the operator A repeat measurement in a different order and writes the results in rows 2 and 3, the same transfer operator B and C (MSA, 2009).

Additionally, the organisation must develop a control and management plan defining all the methods used to control and manage the process and meeting the requirements set by the customer. The organisation must have studies of the measurement system analysis, for example repeatability, reproducibility (R&R) of gauge, partiality, linearity, stability for all new or modified measuring and test gauges (Petrášová, 2006).

Repeatability – Commonly referred to as the variability of 'operator'. It is the variability of measurements obtained with one measurement instrument that has been used several times by the same operator when measuring the identical feature on the same part. The best term for repeatability is the 'variability within the system', where the measurement conditions are defined as follows:

- defined part;
- device;
- gauge;
- method;
- operation;
- environment and assumptions.

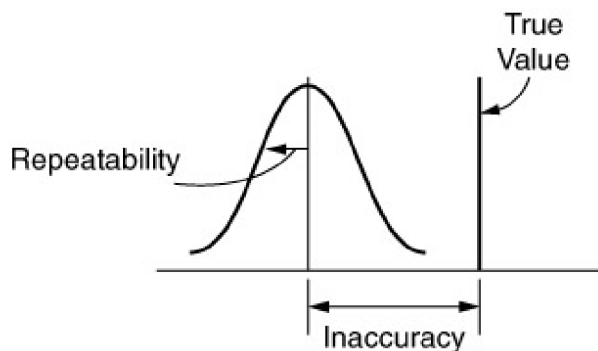
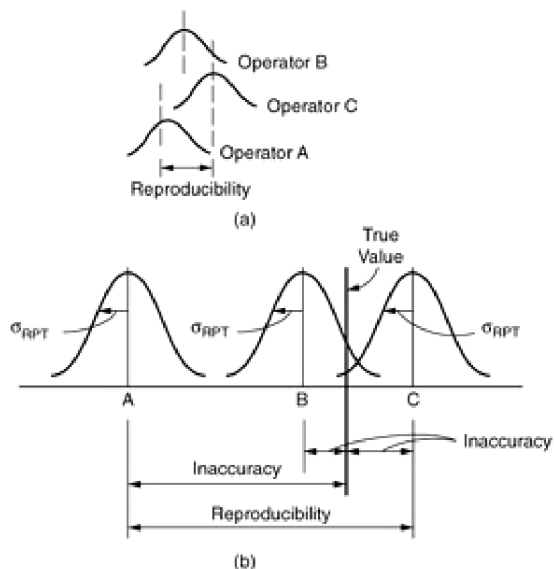


Figure 1 – Repeatability (Stamatis, 2002)



Where: a – shows a reproducibility situation with three operators; b – shows the general rule of reproducibility when there is more than one measurement situation

Figure 2 – Reproducibility (Stamatis, 2002)

**Results and Discussion.** To determine a contribution of the measurement system to an overall variability, it was necessary to verify the micrometer capability and thus to meet the requirement for the measurement system for assembly of door panels. Measurements were performed on the basis of the methodology described in the MSA reference manual. As mentioned above, the Mytutoyo micrometer was used to measure the reference points on door panels that are attached to the measuring device.

The product of the number of repetitions and measured samples must be higher than 15. The said criterion is met in this case because we have chosen 10 samples and 2 repeated measurements.

Table 1 – Data collection sheet

Gauge Repeatability and Reproducibility Report (standard method)													
Part NO & name		Front Right		Gage name							Date		
Characteristics		1A01 JB (X)		Gage no									
Specification		2 Td		-2		Gage type							
Operator/	M. no	Part										Average	
1	A	1	1.79	1.82	1.70	1.88	1.81	1.82	1.82	1.77	1.87	1.89	
2		2	1.80	1.83	1.70	1.88	1.79	1.83	1.81	1.78	1.86	1.91	
3		3											
4		x	1.795	1.825	1.7	1.88	1.8	1.825	1.815	1.775	1.865	1.9	Xa = 1.818
5		R	0.01	0.01	0	0	0.02	0.01	0.01	0.01	0.01	0.02	Ra = 0.01
6	B	1	1.78	1.81	1.70	1.88	1.79	1.82	1.84	1.79	1.87	1.88	
7		2	1.80	1.82	1.71	1.87	1.80	1.82	1.84	1.77	1.87	1.88	
8		3											
9		x	1.79	1.815	1.705	1.875	1.795	1.82	1.84	1.78	1.87	1.88	Xb = 1.817
10		R	0.02	0.01	0.01	0.01	0	0	0.02	0	0	0	Rb = 0.008
11	C	1	1.79	1.83	1.70	1.90	1.82	1.83	1.84	1.78	1.85	1.90	
12		2	1.78	1.80	1.72	1.90	1.83	1.82	1.84	1.79	1.86	1.88	
13		3											
14		x	1.785	1.815	1.71	1.9	1.825	1.825	1.84	1.785	1.855	1.89	Xc = 1.823
15		R	0.01	0.03	0.02	0	0.01	0.01	0	0.01	0.01	0.02	Rc = 0.012
16			1.79	1.818	1.705	1.885	1.807	1.823	1.832	1.78	1.863	1.89	X = 1.81833
17			[ Ra = 0.01 ] + [ Rb = 0.008 ] + [ Rc = 0.012 ] / 3										R = 0.01
18			[ Max X = 1.823 ] - [ Min X = 1.817 ] = X <sub>DIFF</sub>										X <sub>DIFF</sub> = 0.006
19			[ UCL <sub>R</sub> = D4 * R ] = 3.27 * 0.01										0.0327
20			[ LCL <sub>R</sub> = D3 * R ] = 0 * 0.01										0
21			[ UCL <sub>X</sub> = X + A2 * R ] = 1.819 + 0.01 * 1.88										1.83813
22			[ LCL <sub>X</sub> = X - A2 * R ] = 1.819 - 0.01 * 1.88										1.80053

For information on the theory and constants used in the form see MSA Reference Manual, Third edition

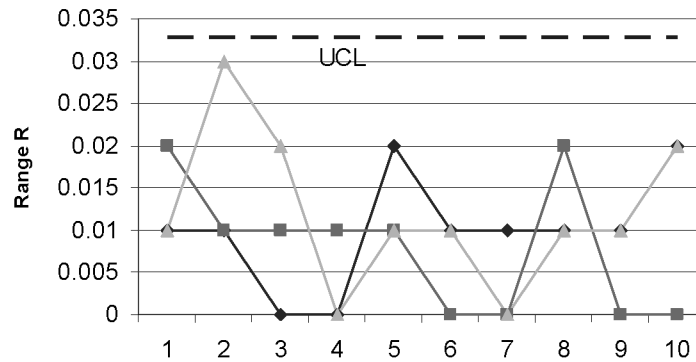


Figure 3 – Control chart for range

Based on the control chart for range, it is clear that no value within the range does exceed the upper control limit. Therefore, we could continue with following calculations, as stated in the repeatability and reproducibility report.

Gauge Repeatability and Reproducibility Report (standard method - T)																							
Part NO & name		Gage name	Date:																				
Characteristics		Gage no																					
Specification	Th= 2 Td= -2	Gage type																					
From data sheet: R = 0.01 X <sub>DIFF</sub> = 0.006 Rp = 0.185																							
<b>Repeatability - Equipment variability (EV)</b> $EV = R \times K_1$ = 0.01 x 0.8862 = 0.0089		$\%EV = 100 \times [EV/(T/6)]$ = 100 x [0.009/(4.000/6)] = 1.33%																					
<table border="1"> <tr><th>No.</th><th>K<sub>1</sub></th></tr> <tr><td>2</td><td>0.8862</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.5908</td></tr> </table>		No.	K <sub>1</sub>	2	0.8862	3	0.5908																
No.	K <sub>1</sub>																						
2	0.8862																						
3	0.5908																						
<b>Reproducibility - Operator Variation (AV)</b> $AV = \sqrt{[(\sum X_{DIFF} \times K_2)^2 - (EV^2 / m)]}$ = 0.0024 n = 10 r = 2 k = 3		$\%AV = 100 \times [AV/(T/6)]$ = 100 x [0.002/(4.000/6)] = 0.37%																					
<table border="1"> <tr><th>Operator</th><th>2</th><th>3</th></tr> <tr><td>K<sub>2</sub></td><td>0.707</td><td>0.5231</td></tr> </table>		Operator	2	3	K <sub>2</sub>	0.707	0.5231																
Operator	2	3																					
K <sub>2</sub>	0.707	0.5231																					
<b>Repeatability &amp; Reproducibility (R&amp;R)</b> $R\&R = \sqrt{(EV^2 + AV^2)}$ = 0.0092		$\%R\&R = 100 \times [R\&R/(T/6)]$ = 100 x [0.009/(4.000/6)] = 1.38%																					
<table border="1"> <tr><th>Parts</th><th>K<sub>3</sub></th></tr> <tr><td>2</td><td>0.7071</td></tr> <tr><td>3</td><td>0.5231</td></tr> <tr><td>4</td><td>0.4467</td></tr> <tr><td>5</td><td>0.403</td></tr> <tr><td>6</td><td>0.3742</td></tr> <tr><td>7</td><td>0.3534</td></tr> <tr><td>8</td><td>0.3375</td></tr> <tr><td>9</td><td>0.3249</td></tr> <tr><td>10</td><td>0.3146</td></tr> </table>		Parts	K <sub>3</sub>	2	0.7071	3	0.5231	4	0.4467	5	0.403	6	0.3742	7	0.3534	8	0.3375	9	0.3249	10	0.3146		
Parts	K <sub>3</sub>																						
2	0.7071																						
3	0.5231																						
4	0.4467																						
5	0.403																						
6	0.3742																						
7	0.3534																						
8	0.3375																						
9	0.3249																						
10	0.3146																						
<b>Part variability (PV)</b> $PV = Rp \times K_3$ = 0.185 x 0.3146 = 0.0582		$\%PV = 100 \times [PV/(T/6)]$ = 100 x [0.0582/(4.000/6)] = 8.73%																					
<b>Total variability (TV)</b> $TV = \sqrt{(R\&R^2 + PV^2)}$ = 0.0589		<b>Resolution of measuring device</b> N = [PV/R&R] x 1.41 N = 9 categories (min. 5 categories)																					
<table border="0"> <tr><td><input type="checkbox"/></td><td>Refused</td></tr> <tr><td><input type="checkbox"/></td><td>Accepted with a reserve</td></tr> <tr><td><input checked="" type="checkbox"/></td><td>Accepted</td></tr> </table>				<input type="checkbox"/>	Refused	<input type="checkbox"/>	Accepted with a reserve	<input checked="" type="checkbox"/>	Accepted														
<input type="checkbox"/>	Refused																						
<input type="checkbox"/>	Accepted with a reserve																						
<input checked="" type="checkbox"/>	Accepted																						
For information on the theory and constants used in the form see MSA Reference Manual, Third edition.																							

Figure 4 Repeatability and reproducibility report of the gauge, J8 point

In this section, we have focused on the evaluation of measurement for the assembly of door panels by the repeatability and reproducibility method. We followed the procedure provided in the MSA reference manual. All measured values were entered into the data

collection sheet and individual ranges were displayed in the control chart for range. No range does exceed the upper control limit; therefore, we could proceed with another calculation.

The results obtained are as follows: repeatability  $EV = 0.0089$ , reproducibility  $AV = 0.0024$ , combined value  $R\&R = 0.0092$ , component variability  $PV = 0.0582$  and total variability  $TV = 0.0589$ .

The required process variability (precision reference quality indicator) is given lower tolerance limits LCL and UCL upper specification limit, because with it we count in further calculations. The resulting percentage  $\% R\&R = 1.38 \%$ , and the number of different categories  $ndc = 8$ .

**Conclusion.** We followed the procedure that gives reference guide MSA. All measured values were entered into the worksheet to collect data and then the individual margins shown in the control chart margins. No margin does not exceed the upper regulatory limit. The repeatability and reproducibility of the percentage of the variability of the measurement system to the total variability of the process or. to the width of the tolerance field. The method can distinguish between variability caused by handling and measuring equipment. We can conclude that the system is capable to measure because the conditions  $R\&R < 10 \%$  and  $ndc \sim 5$  were met.

## References

1. *Analýza systémů měření (MSA) ČESKÁ SPOLEČNOST PRO JAKOST 2002*. 3 vyd. Praha 1 2002 233s ISBN 80-02-01562-2.
2. Hrubec, J.- Žabár, P. - Prístavka, M. - Škúrková, K., 2008. Statistic Pursing of Capability Process of Sharped Mater on Roller, In: Quality of materials and products, Petersburg 2008, ISBN 978-5- 91155-012-7.
3. Kredatusová, M. - Bujna, M. 2010 Identifikácia a analýza ohrozenia vo vybranom procese. In Najnovšie trendy v poľnohospodárstve, v strojárstve a odpadovom hospodárstve. Nitra : Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2010. s. 146-152. ISBN 978-80-552-0376-8.
4. Prístavka, M. - Hrubec, J. - Bujna, M. - Kotorová, M. 2011 Quality control in production processes. In Toyotarity. Control in Organizations. Dnipropetrovsk : Yurii V. Makovetsky, 2011, s. 121-129. ISBN 978-966-1507-76-9.
5. Prístavka, M., - Hrubec, J., - Škúrková, K., 2008. Spôsobilosť meracieho zariadenia. In: Zborník z 13. Medzinárodnej vedeckej konferencie Kvalita a spoľahlivosť technických systémov 2008, Nitra 20.-21.5.2008. SPU v Nitre, 2008. ISBN 978-80-552-0059-0
6. Prístavka, M., - Hrubec, J., 2009. Spôsobilosť procesu sústruženia telesa hydrobazy. In: Zborník z 14. Medzinárodnej vedeckej konferencie Kvalita a spoľahlivosť technických systémov. SPU v Nitre, 2009. ISBN 978-80-552-0222-8.
7. Stamatis, D. H. Six Sigma and Beyond: Statistical Process Control, Volume IV, 2002.

**М. Коренко, Я. Франчак, В. Крочко, Д. Фолдешова, П. Драгула**

*Словацький сільськогосподарський університет, м. Нітра, Словаччина*

**В. Булгаков**

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

**Методи аналізу для вимірювання систем повторюваності і відтворюваності**

Виробники, щоб забезпечити стабільне положення на ринку, повинні зосередити свою увагу на підтриманні якості своєї продукції на всіх виробничих етапах. Вимірювання параметрів продуктів, їх аналіз та оцінка є невід'ємною частиною виробничого процесу на підприємствах по всьому світу. Чи буде продукт відповідати вимогам замовника залежить не тільки від відхилення контрольованого параметру продукту, а й від змінності самої вимірювальної системи. Вимірювання грає ключову роль в розсіюванні значень контрольованого параметру продукту, тому воно має бути проаналізоване. Інструмент, через який ми можемо оцінити точність і доречність вимірювальної системи називається аналізом системи вимірювання.

**вимірювання змінності, продукт, процес, повторюваність, відтворюваність**

Одержано 27.09.13

УДК 621.181.2

**Б.І. Котов, проф., д-р техн. наук, В.О. Грищенко, ас.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## Математичні моделі динаміки електричних зволожувачів повітря

В статті досліджено математичну модель динаміки процесів генерації пару та зволоження повітря. Отримано динамічні характеристики парозволожувача з використанням MatLab/Simulink.

**парозволожувач, модель динаміки процесів генерації пару, математична модель парозволожувача**

**Б.И. Котов, В.О. Грищенко**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины*

**Математические модели динамики электрических увлажнителей воздуха**

В статье исследовано математическую модель динамики процессов генерации пара и увлажнения воздуха. Получено динамические характеристики пароувлажнителя с использованием MatLab/Simulink.

**пароувлажнитель, модель динамики процессов генерации пара, математическую модель пароувлажнителя**

Сучасною аграрною політикою визнано за доцільне зберігати плодоовочеву продукцію і фрукти у місцях їх безпосереднього виробництва. Це дозволяє значно знизити втрати в результаті швидкого охолодження після збирання в місцевих сховищах обладнаних машинними системами охолодження.

Кожний вид продукції необхідно зберігати в холодильних камерах при оптимальній вологості продукту, відхилення якої в будь яку сторону визиває втрати від усушки або від порчі. Встановлено, що в камерах з температурою близькою до нуля рівноважна вологість, як правило значно нижча (60-70% при нормованому значенні 90-95%). Незважаючи на очевидну необхідність штучного зволоження повітря, в більшості типових проектів камери фрукто- і овочесховищ оснащені холодильними установками, які підтримують тільки температурний режим. Регулювання вологості повітря в цих камерах не передбачено за відсутністю серійних зволожувачів повітря, а також регуляторів вологості, що працюють при нульових температурах.

Аналізом літературних джерел встановлено, що існуючі методи розрахунків і досліджень апаратів для тепловологісної обробки повітря [1,2,4,5] базуються в основному на аналізі експериментальних даних, отриманих при дослідженні конкретних конструкцій [4-8] в конкретних умовах, не дозволяють з достатньою точністю використовувати при розрахунках інших апаратів, що працюють в інших умовах.

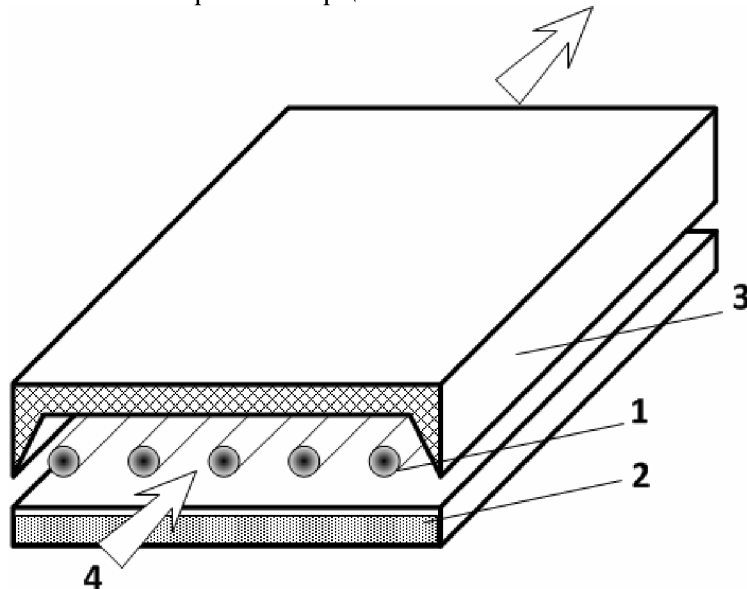
Більш доцільним є дослідження процесів тепло і масообміну на основі аналізу результатів отриманих при використанні детермінованих математичних моделей.

**Мета роботи** створення математичних моделей, що відтворюють динамічні режими роботи електричних зволожувачів з інфрачервоним і елементним (кондуктивним) способом підведення теплоти до робочого середовища.

Дослідження проводились на основі аналізу результатів отриманих при розв'язку рівнянь збереження енергії та маси, які дозволили найбільш повно встановити

залежності між основними параметрами, що визначають інтенсивність процесів і енерговитрат на зволоження повітря.

**Результати досліджень.** Розглядається об'єкт досліджень – терморадіаційний паровий зволожувач повітря в якому вода випаровується під дією інфрачервоного опромінення за схемою [8] наведеною на рис. 1. Конструкція зволожувача складається з прямокутного піддону з водою (шар води 25 мм), термовипромінювачів і екрану. Вода випаровується під дією інфрачервоної радіації. Таким чином зволожувач – випаровувач можна розглядати як об'єкт з трьома інерційними ємностями.



1 - випромінювач; 2 – ємність з водою; 3 – екран; 4 – напрям руху повітря

Рисунок 1 – Терморадіаційний парогенератор

При складанні математичної моделі у вигляді диференціальних рівнянь теплового та матеріального балансів прийнято такі загальноприйняті для об'єктів даного типу припущення:

- повітрозволожувач розглядається як проточний апарат ідеального змішування;
- теплофізичні характеристики повітря, води і корпусу апарата від температури не залежать і в часі не змінюються;
- коефіцієнти тепло- і масообміну, теплопередачі від температури не залежать;
- температура повітря та пари, а також вологовміст і вологість повітря однакові в об'ємі камери і дорівнюють їх значенням на виході;
- теплообмін відбувається випромінюванням і конвекцією, масообмін за законом Дальтона, кондуктивною складовою теплопередачі нехтуємо.

Для вибраної математичної моделі з урахуванням наведених вище припущень складемо наступні диференціальні рівняння:

- рівняння збереження енергії для нагрівача-випромінювача

$$m_l c_l \frac{d\theta_l}{d\tau} = P - c_{np1} F_l (T_l^4 - T_w^4) - c_{np2} F_s (T_l^4 - T_s^4) - \alpha_l F_l (\theta_l - t_v); \quad (1)$$

- рівняння збереження енергії для води в корпусі

$$m_w c_w \frac{d\theta_w}{d\tau} = A_\lambda c_{np1} (T_l^4 - T_w^4) + c_{np3} F_s A_\lambda (T_s^4 - T_w^4) - r \frac{dW}{d\tau} - \alpha_w F_w (\theta_w - t_c); \quad (2)$$

- рівняння збереження енергії для екрана

$$m_s c_s \frac{d\theta_s}{d\tau} = c_{np2} F_s (T_l^4 - T_s^4) - c_{np3} F_s (T_s^4 - T_w^4) - \alpha_3 F_4 (\theta_s - t_c); \quad (3)$$

– рівняння збереження енергії для повітря

$$m_v c_v \frac{dt_v}{d\tau} = \alpha_v F_v (\theta_w - t_c) + r\beta (X''(\theta_w) - X_2) - Gc(t_v - t_1) + \alpha_l F_l (\theta_l - t_v); \quad (4)$$

– рівняння збереження маси для повітря

$$m_v \frac{dX_2}{d\tau} = G(X_1 - X_2) + \beta F_w (X''(\theta_w) - X_2); \quad (5)$$

– рівняння збереження маси для води

$$\frac{dW}{d\tau} = -\beta F_w (X''(\theta_w) - X_2). \quad (6)$$

В рівняннях (1) – (6) позначено:

$\theta_l$  – температура випромінювача, °С;

$\theta_w$  – температура води в піддонні, °С;

$\theta_s$  – температура екрана, °С;

$c_{npi}$  – приведені коефіцієнти випромінювання для відповідних елементів конструкції, Вт/(м<sup>2</sup>·К<sup>4</sup>);  $F_l, F_w, F_s$  – поверхня випромінювача, води і екрана, м<sup>2</sup>;

$P$  – потужність випромінювача, Вт;

$\alpha_l, \alpha_w, \alpha_s$  – коефіцієнти теплообміну (ефективні) між відповідними поверхнями, Вт/(м<sup>2</sup>·°С);

$m_l, m_s$  – маса нагрівача і екрана, кг;

$m_w c_w = (m_w e_w + m_k c_k)$  – теплоємність води в корпусі, Дж/°С;

$r$  – питома теплота випаровування, Дж/кг;

$W$  – маса пари, кг;

$A_\lambda$  – коефіцієнт поглинання випромінювача водою;

$m_v c_v$  – теплоємність повітря в об'ємі зволожувача;

$\beta$  – коефіцієнт масовіддачі, кг/м<sup>2</sup>·с;

$\chi_1, \chi_2, \chi''(\theta_2)$  – вологовміст повітря на вході, виході та насиченого повітря при температурі поверхні води, кг/кг<sub>ср</sub>;

$G$  – витрати повітря, кг/с.

Величина

$$c_{np} = \varepsilon_{np1-2} \cdot c_0 \cdot \varphi_{1-2} \cdot 10^{-8}, \quad (8)$$

де  $\varepsilon_{np1-2} = (\varepsilon_1^{-1} + \varepsilon_2^{-1} - 1)^{-1}$  – коефіцієнти випромінювання робочих поверхонь;

$c_0$  – стала Стефана-Больцмана;

$\varphi_{1-2}$  – кутовий коефіцієнт опромінення поверхонь,  $\varphi_{1-2} = \frac{a}{h \cdot \pi}$ ;

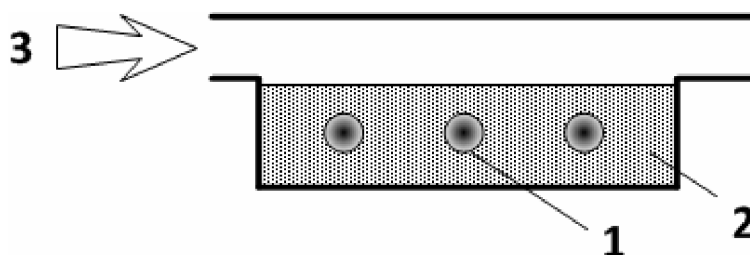
$h$  – відстань від випромінювача до води,

$a$  – половина ширини зони опромінення.

Величина ефективних коефіцієнтів теплообміну визначається, відповідно до [9] як сума коефіцієнтів конвективного і радіаційного теплообміну:

$$\alpha = \alpha_k + \alpha_p = \alpha_k + c_{np} \cdot 10^{-8} (T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2).$$

Електрозволожувачі з заглибленими електронагрівачами та відкритою поверхнею являють собою неглибоку ( $h=100$  мм) ванну де розміщені три ТЕНи потужністю 1,5 кВт кожний [3,4,5] рис. 2.



1 – ТЕНи; 2 – ємність з водою; 3 – напрям руху повітря

Рисунок 2 – Електрозволожувач

Динамічні властивості такого типу електрозволожувачів повітря можна описати такою системою диференціальних рівнянь, при врахуванні вище наведених припущень:

$$m_w c_w \frac{d\theta_w}{d\tau} = P_n \eta - r \beta F (P_n''(\theta_w) - P_v(d_2)) - \alpha F (\theta_w - t_w), \quad (9)$$

$$m_v c_v \frac{dt_v}{d\tau} = r \beta F (P_n''(\theta_w) - P_v(d_2)) + \alpha F (\theta_w - t_v) - G_v c_p (t_1 - t_v), \quad (10)$$

$$m_v \frac{dd_2}{d\tau} = G_v (d_1 - d_2) + \beta F (P_n''(\theta_w) - P_v(d_2)), \quad (11)$$

$$\frac{dm_n}{d\tau} = \beta F (P_n''(\theta_w) - P_v(d_2)), \quad (12)$$

$$P_n''(\theta_w) = e^{\frac{a-b}{\theta_w+c}},$$

де  $P_n$  – потужність та ККД нагрівальних елементів, Вт;

$\eta$  – ККД нагрівальних елементів;

$a, b, c$  – коефіцієнт апроксимації функції  $P_n''(\theta_w)$ ;

$F$  – поверхня води, що випаровує,  $m^2$ .

Схема реалізації математичної моделі (1-6) в середовищі MatLab наведена на рис. 3.

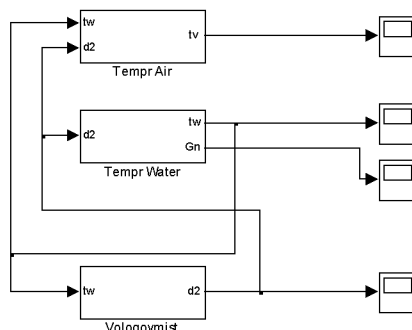


Рисунок 3 – Реалізація математичної моделі (1-6) в середовищі MatLab

Результати моделювання динаміки процесів нагрівання і випаровування води та зволоження повітря наведено на рис. 3-5.

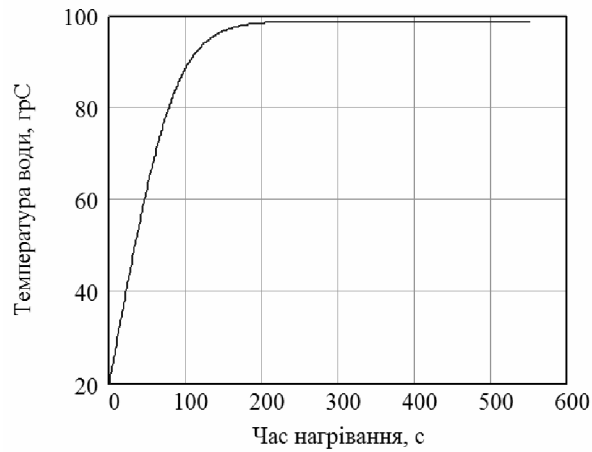


Рисунок 5 – Змінення температури води в парогенераторі з часом при вмиканні випромінювачів

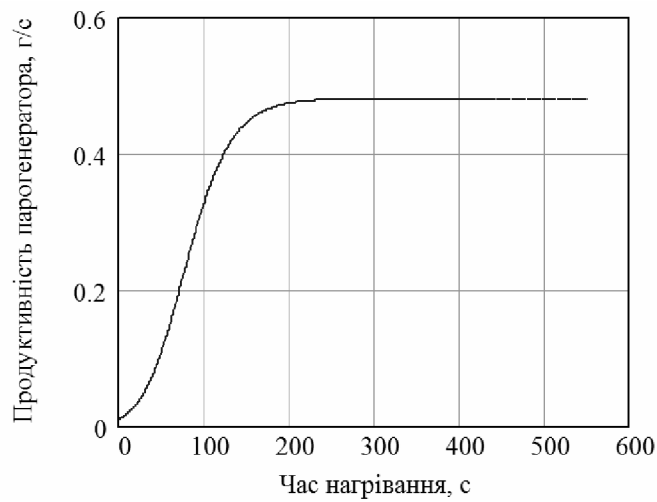


Рисунок 6 – Змінення продуктивності парогенератора

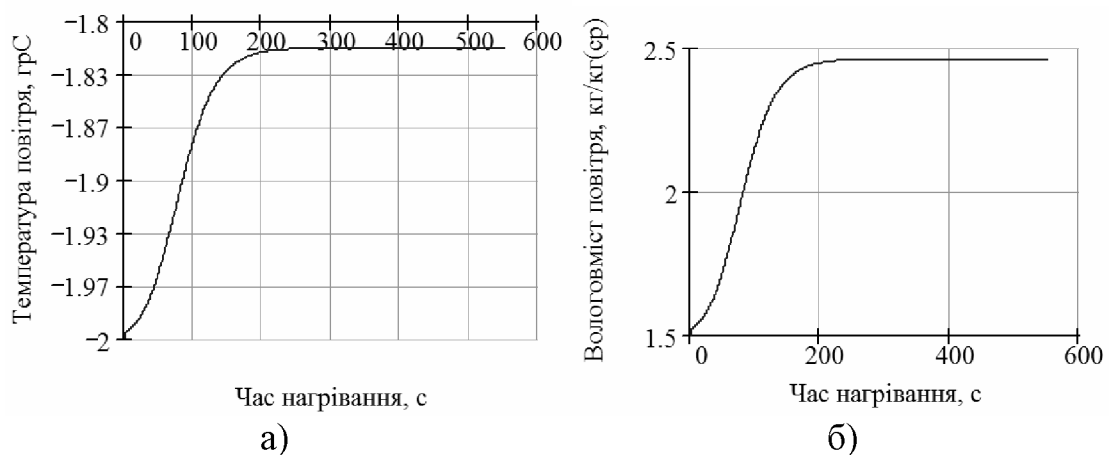


Рисунок 7 – Змінення параметрів повітря: а) температури; б) вологовмісту на виході з парозволожувача

### Висновки.

1. Запропоновано математичну модель динаміки електричних парозволожувачів і визначено параметри їх роботи.

2. Отримані моделі можна використовувати для синтезу систем автоматичного регулювання установками даного типу.

## Список літератури

1. Жадан В.З. Теплофизические основы хранения сочного растительного сырья на пищевых предприятиях. М.: Пищевая промышленность, 1976.- 238 с.
2. Агарёв Е.М., Латышев В.П., Мальцева Е.М. Системы тепловлажностной обработки воздуха для хранилищ плодоовощной продукции// Холодильная техника, 1989, №9.-С.12-15.
3. Мнацаканов Г.К., Косой С.М., Крымский А.Я., Воронина Л.А. Тепловлажностный режим камеры с воздушным охлаждением и увлажнением воздуха//Холодильная техника и технология, 1985, №41.-С.92-98.
4. Крымский Л.И., Мнацаканов Г.К. Исследование процессов тепло- и массообмена в увлажнителе воздуха для холодильных камер//Холодильная техника и технология, 1988, №47.-С.80-85.
5. Акменс П.Ю. Применение увлажнителей воздуха с открытой подогреваемой поверхностью испарения.- В кн.: Вентиляция и кондиционирование воздуха.- Рига: РПИ, вып.6.-С.3-10.
6. Трускова Л.А. Автономный электроувлажнитель для холодильных камер// Холодильная техника, 1973, №10.-С.24-26.
7. Ивахнов В.И., Тихомирова Л.Н., Божков А.Н., Артамонов С.А. Электропарогенератор СПП-25// Холодильная техника, 1986 №6.-С.25-27.
8. Икингрин И.Н., Чухман Г.И. Терморadiационный увлажнитель воздуха для автономных кондиционеров// Холодильная техника, 1978, №4.-С.27-30.
9. Гинзбург А.С. Инфракрасная техника в пищевой промышленности. М.: Пищевая промышленность, 1966. - 408 с.

### **Boris Kotov, Vladimir Gryschenko**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

#### **Mathematical models of the dynamics of electric humidifiers**

The article deals with steam humidifiers with infrared emitters placed above the water surface and the fuel elements immersed in the water. The mathematical model in the form of differential equations of heat and material balances humidifiers. By the identification of mathematical models and the obtained dynamic characteristics of the humidifier using MatLab / Simulink.

Conclusions.

1. A mathematical model of the electrical Humidifiers and the parameters of their work.

2. The models can be used for the synthesis of automatic control units of this type.

**humidifiers, model of the process generating steam, mathematical model humidifiers**

Одержано 24.10.13

УДК 631.362.36:633.1

**Б.І. Котов, проф., д-р техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**С.П. Степаненко, В.О. Швидя – канд. техн. наук, М.Г. Пастушенко, здобувач**

*ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААНУ*

## Моделювання вібраційної динаміки переміщення дисперсійного матеріалу на конічній поверхні решета зерносепаратора

В статті розглянута удосконалена математична модель вібраційного переміщення зерноматеріалу на конічному решеті з урахуванням зміни маси продукту в напрямку його руху.  
**вібраційна динаміка, дисперсійний матеріал, решето, зерносепаратор**

**Б.И. Котов**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины*

**С.П. Степаненко, В.О. Швидя, М.Г. Пастушенко**

*ННЦ “Институт механизации и электрификации сельского хозяйства” НААНУ*

**Моделирование вибрационной динамики перемещения дисперсионного материала на конусной поверхности решета зерно сепаратора**

В статье рассмотрена усовершенствованная математическая модель вибрационного перемещения зерноматериала на коническом решете с учетом изменения массы продукта в направлении его движения.

**вибрационная динаміка, дисперсійний матеріал, решето, зерносепаратор**

**Проблема.** У загальному комплексі механізації після збиральної обробки та зберігання зерна одною з найважливіших операцій є очищення і сепарація, рівень розвитку яких залишається низьким за відсутністю використання нових принципів роботи робочих органів.

Застосування робочих органів у вигляді поверхонь обертання і надання їм обертального руху та осьових коливань відкрило перспективні напрямки підвищення ефективності процесів сепарації зерноматеріалів. Питома продуктивність вібровідцентрових зерносепараторів найвища. Однак, резерви підвищення продуктивності і ефективності цих сепараторів ще не вичерпано. Пояснюється це тим, що в циліндричних решетах відсутні радіальні впливи на рухомий шар зерноматеріалу і, як наслідок, швидкість внутрішарового переміщення матеріалу недостатньо велика.

Конічна форма робочої поверхні відрізняється більшою можливістю регулювання процесу переміщення. Частинки на поверхні додатково гальмуються за рахунок дії складової сили інерції спрямованої вздовж утворюючої конічної поверхні, а нормальна складова сила інерції впливає на частку в радіальному напрямку.

Аналіз досліджень робочих поверхонь відцентрових вібросепараторів при урахуванні технологічності їх виготовлення приводить до висновку про доцільність застосування ступінчасто-конічних поверхонь (решіт) з вертикальною віссю.

Ефективність решітної сепарації, як відомо, залежить від швидкості переміщення матеріалу вздовж поверхні решета (при цьому для певних зернових

культур ця залежність має квадратний характер) тому точність аналітичного визначення швидкості вібраційного переміщення матеріалу набуває вагомого значення

**Аналіз останніх досліджень.** Математичний опис вібраційного руху твердих матеріалів детально розглянуто в узагальнюючих роботах Блехмана И.И, Заїки П.М, Гортинського В.В, Василенка П.М. [1-4]. Рух матеріальної точки по поверхні ступінчасто-конічного решета при вертикальних коливаннях розглянуто в роботі Гончарова Є.С. і Малюти С.І. [5]. Проте автори цих робіт не враховують зміну маси матеріалу на решеті в процесі переміщення за рахунок просіювання проходової фракції.

**Метою роботи** є удосконалення математичної моделі переміщення матеріалу по конічній поверхні при наявності гармонічних коливань шляхом урахування зміни маси зерна на решеті за рахунок просіювання проходової частини фракції.

**Результати досліджень.** Нижче у рамках метода досліджень динаміки матеріальної точки, яка моделює елемент рухомого шару зерна, пропонується математичний опис вібраційного переміщення часточки зернового матеріалу вздовж конічної поверхні решета, яке обертається навколо вертикальної вісі і одночасно здійснює гармонічні коливання у вертикальному напрямку.

На рис. 1 представлено схему сил, що діють на елементарний об'єм масою  $dm$ , який умовно прийнятий за матеріальну точку при переміщенні вздовж утворюючої конічної поверхні. У схемі сил не враховано взаємодію між частками, які врівноважуються за рахунок мало пружних співударень, тертя і заклинювання в робочому органі.

Частка рухається на елементі поверхні ротора в верх і вниз відповідно до вертикальних коливань решета. При цьому рух частинки розглядаємо вздовж осі  $\xi$  яка співпадає з утворюючою конічної поверхні і здійснює разом з нею обертальний і одночасно коливальний рух за гармонічним законом.

На частку діють такі сили:  $P_{ц}$  – сила інерції в переносному обертальному русі;  $P_j$  – сила інерції у переносному коливальному русі;  $P$  – сила тяжіння;  $F$  – сила тертя. Впливом коріолісової сили інерції нехтуємо, так як вона складає біля 0,02 %.

Основне рівняння динаміки точки має вигляд:

$$m\omega_a = \bar{P}_{ц} + \bar{F} + \bar{P}_j + \bar{P}. \quad (1)$$

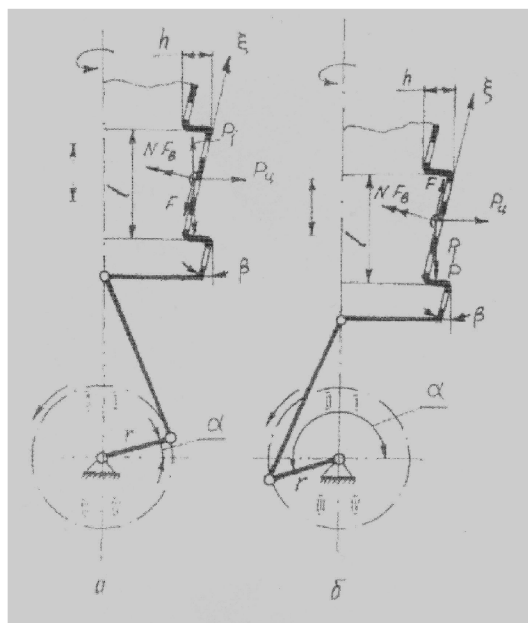


Рисунок 1 – Схема сил, діючих на частинку у русі, що встановився

Виходячи з традиційного підходу [5,6] до постановки задач динаміки матеріальної точки використовуємо наступну систему диференціальних рівнянь.

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\xi}_B = P_j \cdot \cos\beta - P \cdot \cos\beta + P_{ц} \cdot \sin\beta - F \\ m \cdot \ddot{\xi}_H = -P_j \cdot \cos\beta - P \cdot \cos\beta + P_{ц} \cdot \sin\beta + F \end{cases} \quad (2)$$

де  $m$  – маса частинки зернової суміші;

$\beta$  – кут між твірною сходинок і віссю обертання ротора;

$P_j = m \cdot \omega_1^2 \cdot r \cdot \cos\omega_1 t$  — сила інерції частинки у переносному коливальному русі,

де  $\omega_1$  – кутова швидкість коливального руху ротора;

$r$  – амплітуда коливань сепаруючої поверхні;

$P_{ц} = m \cdot \omega_2^2 \cdot R_{сп}$  — сила інерції частинки в переносному обертальному русі,

де  $\omega_2$  – кутова швидкість обертального руху ротора;

$R_{сп}$  – середня величина радіусу кола, по якому обертається частинка спільно з сепаруючою поверхнею (вплив зміни  $R$  на величину  $P_{ц}$  приймається неістотним);

$F = f_k \cdot N$  – сила тертя ковзання частинки по поверхні сходинок;

де  $f_k$  – приведений коефіцієнт кінематичного тертя зернового шару по поверхні сходинок;

$N = P_{ц} \cdot \cos\beta + P \cdot \sin\beta - P_j \cdot \sin\beta - F_B$  – величина нормальної реакції поверхні;

$F_B = mgk_B$  – сила взаємодії повітряного потоку на частинку;

$P = mg$  – сила ваги частинки.

Так як, при русі зернової маси по решету відбувається зміна маси  $\Delta m$  за рахунок просіювання, застосуємо рівняння Мешерського для даного процесу:

$$m(t) \cdot \frac{dv}{dt} = F_{зовн} - u \cdot \frac{dm(t)}{dt},$$

де  $m(t)$  — закон зміни маси з часом;

$u$  — швидкість просіювання;

$F_{зовн}$  — зовнішні сили.

За даними досліджень [7] маса зернової маси, що сепарується на решеті змінюється за законом:

$$\frac{d}{dt} m(t) = m_0 \cdot e^{-k \cdot t}, \quad (3)$$

де  $m_0$  – початкова маса зернової маси на решеті;

$k$  – коефіцієнт просіювання.

Підставивши вираз (3) в закон зміни маси  $m(t)$ , складову  $u \cdot \frac{dm(t)}{dt}$  у значення нормальної реакції  $N$  та значення сил  $P_{ц}$ ,  $P$ ,  $P_j$ ,  $F$ , враховуючи частинку зернової суміші зі змінною масою  $m(t)$  рівняння руху зернової суміші по поверхні решета приймає вигляд:

$$\begin{aligned} m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot \ddot{\xi}_B = & m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot \omega_1^2 \cdot r \cdot \cos\omega_1 t \cdot \cos\beta - m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot g \cdot \cos\beta + \\ & + m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot \omega_2^2 \cdot R_{сп} \cdot \sin\beta - f_k \cdot (m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot \omega_2^2 \cdot R_{сп} \cdot \cos\beta + \\ & + m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot g \cdot \sin\beta - m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot g \cdot k_B - m_0 \cdot e^{-k \cdot t} \cdot \omega_1^2 \cdot r \cdot \cos\omega_1 t \cdot \sin\beta - \\ & - u \cdot m_0 \cdot k \cdot e^{-k \cdot t}). \end{aligned} \quad (4)$$

Розділивши рівняння (4) на вираз  $m_0 \cdot e^{-k \cdot t}$  рівняння (4) приймає вигляд:

$$\ddot{\xi}_B = \omega_1^2 \cdot r \cdot \cos\omega_1 t \cdot \cos\beta - g \cdot \cos\beta + \omega_2^2 \cdot R_{cp} \cdot \sin\beta - f_k \cdot (\omega_2^2 \cdot R_{cp} \cdot \cos\beta + g \cdot \sin\beta - g \cdot k_B - \omega_1^2 \cdot r \cdot \cos\omega_1 t \cdot \sin\beta - u \cdot k) \quad (5)$$

Інтегруючи вираз (5) по t при початкових умовах ( $t=0$ ;  $\xi_B=0$ ;  $\dot{\xi}_B=v$ ), отримуємо закон руху зернової маси по поверхні решета:

$$\dot{\xi}_B = f_{1\beta} \cdot (\omega_1 \cdot r \cdot \sin\omega_1 t - gt) - K \cdot t + v_0, \quad (6)$$

$$\xi_B = -f_{1\beta} \cdot \left( r \cdot \cos\omega_1 t + \frac{g \cdot t^2}{2} \right) - \frac{K \cdot t^2}{2} + v_0 \cdot t + r \cdot f_{1\beta}, \quad (7)$$

де  $v_0$  – початкова швидкість руху;

$$f_{1\beta} = \cos\beta - f_k \cdot \sin\beta;$$

$$K = \omega_2^2 \cdot R_{cp} \cdot f_{2\beta} - g \cdot k_B - u \cdot k;$$

$$f_{2\beta} = \sin\beta - f_k \cdot \cos\beta.$$

При режимних параметрах ( $\beta=10^\circ$ ;  $\omega_1=12,58$ ;  $r=0,005$ ;  $\omega_2=2,094$ ;  $R=0,5$ ;  $f_k=0,37$ ;  $k_B=5,45 \times 10^{-5}$ ;  $m\theta=4,5$ ;  $v_0=0,2$ ;  $k=8,5$ ) отримуємо графічну залежність переміщення зернової маси від часу при різних швидкостях просіювання (рис. 2).

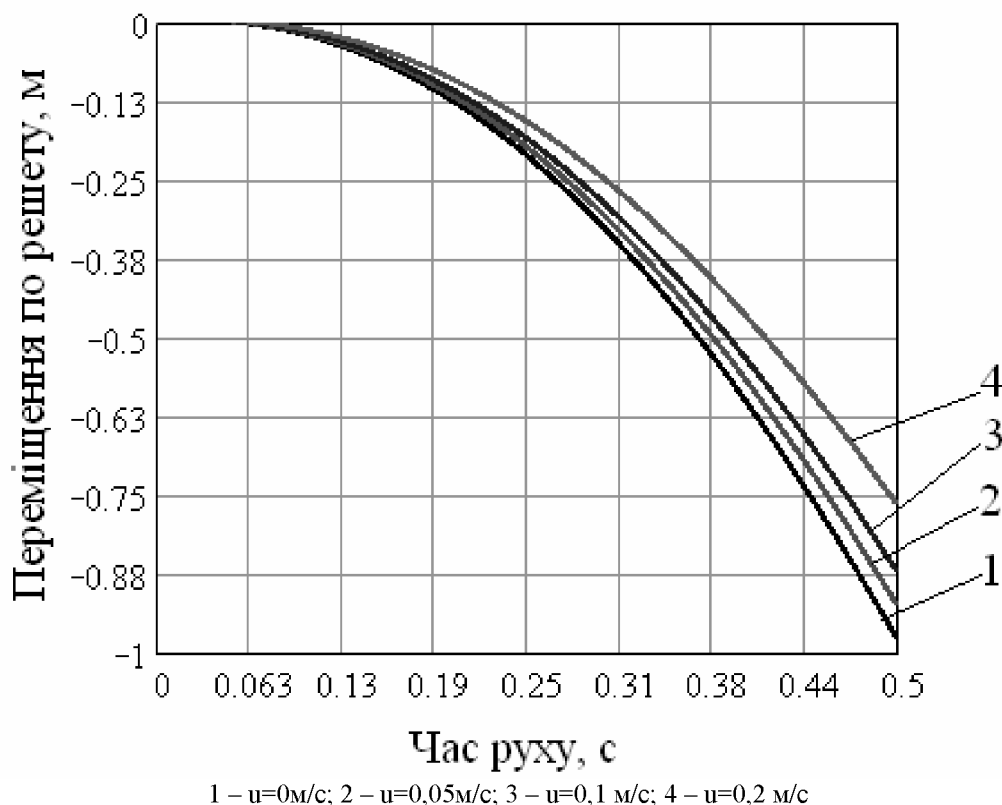


Рисунок 2 – Залежність переміщення зернової маси по решету від часу при різних значеннях швидкості просіювання

Виключаючи час з залежностей (3) та (7), отримуємо залежність маси зернової суміші, що рухається по решету від переміщення (рис. 3, при швидкості просіювання  $u=0,1$  м/с).

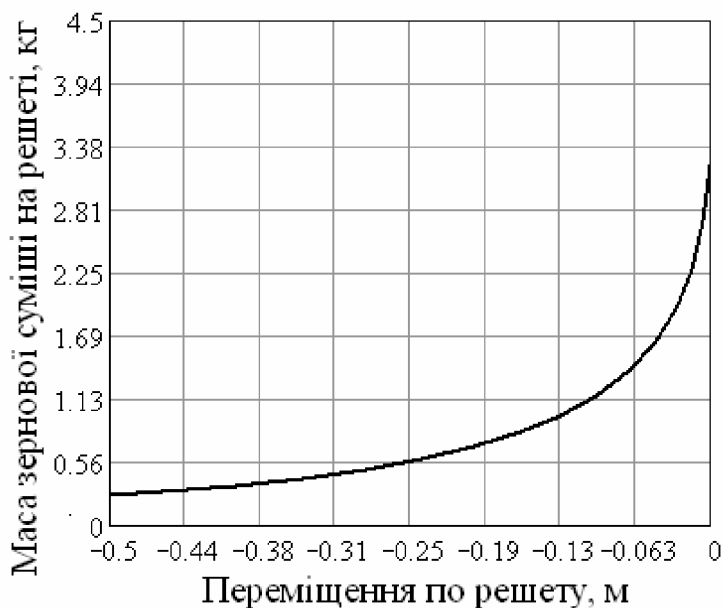


Рисунок 3 – Залежність маси зернової суміші на решеті від переміщення

Знак «мінус» вказує на те, що зернова суміш сходить вниз по решету.

Таким чином встановлено, що при збільшенні швидкості просіювання швидкість переміщення зменшується (рис.3).

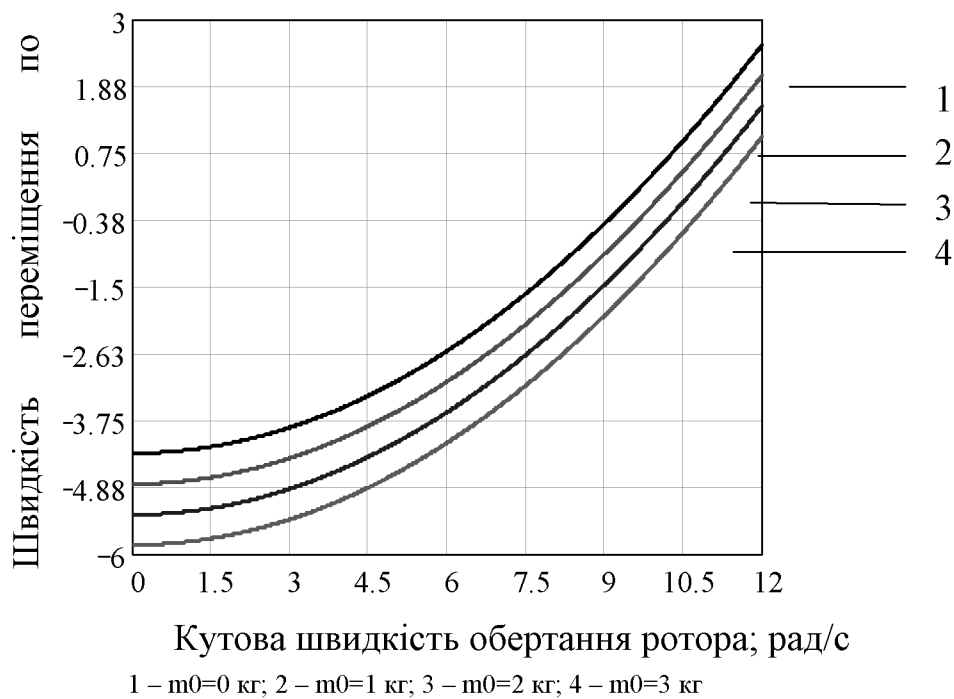
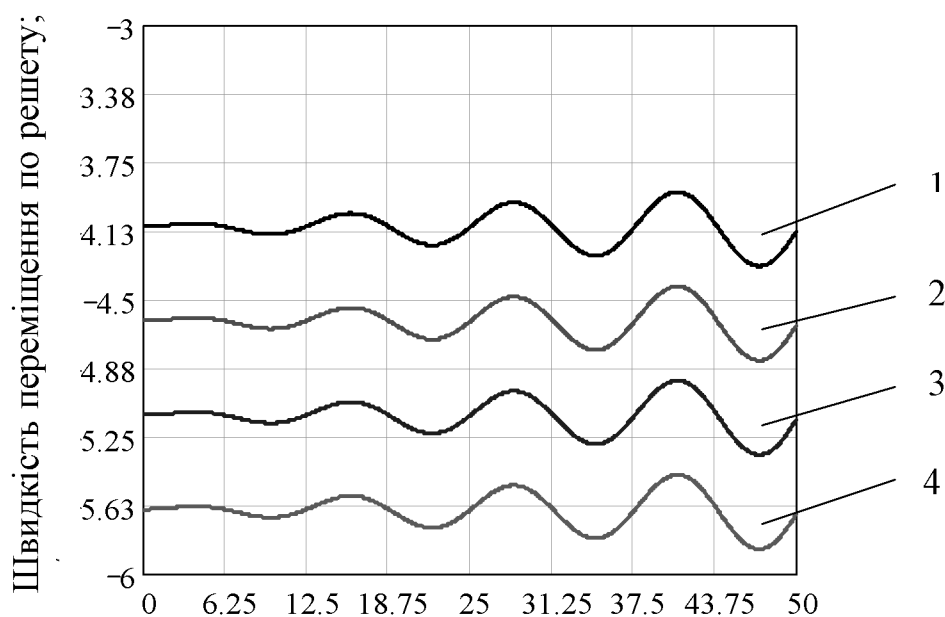


Рисунок 4 – Залежність швидкості переміщення зернової маси по решету від кутової швидкості обертання ротора при різних значеннях початкової маси



Кутова швидкість коливання ротора ; рад/с  
 1 –  $m_0=0$  кг; 2 –  $m_0=1$  кг; 3 –  $m_0=2$  кг; 4 –  $m_0=3$  кг

Рисунок 5 – Залежність швидкості переміщення зернової суміші по решету від кутової швидкості коливання ротора при різних значеннях початкової маси

### Висновки.

1. Складена математична модель вібраційного переміщення зерноматеріалу на конічній поверхні ротора відцентрового сепаратора з урахуванням кінетики просіювання прохідної фракції зернової суміші.
2. Розв'язок рівняння математичної моделі дає можливість визначити розподіл маси зерноматеріалу на решеті і відповідно висоти шару зерна, що дає можливість оптимізувати параметри сепаратора критерієм інтенсивності просіювання.

### Список літератури

1. Блехман И.И., Дженелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. – М. Наука, 1964. – 410 с.
2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. – К.:Изд – во УСХА, 1992. - 512 с.
3. Гортинский В.В. Процессы сепарации на зерноперерабатывающих предприятиях /В.В. Гортинский., А.Б. Демский., М.А. Борискин. – М. Колос, 1980. - 303 с.
4. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. – К : Изд – во УАСА, 1960. - 283 с.
5. Гончаров Е.С. Механико–математическая модель движения частиц семенной смеси по поверхности ротора пневмовиброцентробежного сепаратора (Е.С. Гончаров., С.И. Малюта //Механизация и электрификация сельского хозяйства. Киев.– 1986, вып. 64. – С. 24 - 29.
6. Берг Б.А. Движение материальной точки по наклонной плоскости с трением, совершающей круговое поступательное движение. /Б.А.Берч //Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. М. – Л.: Сельхозиздат, 1936, Т. 3. – С. 552 - 539.
7. Ямпиров С.С. Технологические и технические решения проблемы очистки зерна решетками. - Улан – Уде: Изд – во ВСГТУ, 2004. -165с.

**Boris Kotov**

*National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine*

**Sergey Stepanenko, Victor Shvidy, Nicholas Pastushenko**

*NSC "Institute of mechanization and electrification of agriculture"*

**Dynamic simulation of vibration on moving dispersive materials cone sieve separator**

Objective - improving mathematical model material moving along a conical surface in the presence of harmonic oscillations by considering changes in the mass of grain on the sieve by sieving fraction part.

Method for studies of the dynamics of a point, which simulates the rolling element layer of grain, the mathematical description of the vibrating particles moving along the grain of the material cone sieve that rotates around a vertical axis, while harmonically oscillating in the vertical direction.

Particle moves on the surface of the rotor element up and down according to the vertical oscillation sieve. In this case, consider the motion of a particle along the axis  $\xi$  is the same as forming a conical surface and carries with it both rotational and vibrational motion for the harmonic law.

Thus found that an increase in velocity of the screening rate decreases.

In this paper the improved mathematical model of vibration displacement grain conical sieve material in the changing weight of the product in the direction of its movement.

Conclusions:

1. Compiled mathematical model of a vibrating movement of grain on the conical surface of the rotor of a centrifugal separator based on the kinetics of screening throughput fraction of grain mixture.

2. Solution of the mathematical model makes it possible to determine the mass distribution of grains in a sieve and therefore the height of the layer of grain, which makes it possible to optimize the separator intensity of screening criteria.

**vibrational dynamics, dispersion material, sieve, separator**

Одержано 25.10.13

УДК:621.644:621.833.15

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук., К.Ю. Кулешкова, инж.**

*Кировоградский национальный технический университет*

## Анализ теоретических исследований пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса

В статье представлены результаты анализа теоретических исследований пульсации мгновенной подачи и давления в процессе рабочего цикла подачи шестеренного насоса.

**шестеренный насос, пульсация, мгновенная подача**

**Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К.Ю. Кулешкова**

*Кировоградський національний технічний університет*

**Аналіз теоретичних досліджень пульсації миттєвої подачі шестеренного насоса**

В статті представлені результати аналізу теоретичних досліджень пульсації миттєвої подачі і тиску в процесі робочого циклу подачі шестеренного насоса.

**шестеренний насос, пульсація, миттєва подача**

**Актуальность.** Шестеренный насос (НШ) является один из наиболее востребованных объемных насосов, используемых в гидроприводах машин самого разнообразного назначения. При сравнении технических характеристик объемных насосов, представленных в работах [1, 2] отмечено, что всем типам объемных насосов, за исключением винтовых, присуще такое негативное качество, как пульсация мгновенной подачи (МПП) и давления.

Разработка и исследование методов снижения пульсации МПП и давления НШ является актуальной научно-технической проблемой, которая имеет важное значение для развития насосостроения в Украине.

**Постановка проблеми.** Проблемі пульсації подачі і тиску слід приділити особливу увагу. Це пов'язано з тим, що, незважаючи на те, здавалося б, добротну теорію пульсації МГП, результати експериментальних досліджень часто суперечливі і не відповідають в повній мірі результатам теоретичних досліджень.

Вказана науково-технічна проблема включає в себе ряд складових. Першою складовою є аналіз результатів відомих теоретичних досліджень на предмет виявлення теорій або аналітичних залежностей пульсації МГП і тиску, що дозволяють вирішити сформульовану проблему, що дасть можливість знизити пульсації МГП і тиску.

**Св'язь проблеми з важливими науковими і практичними завданнями.** Розглядавана проблема пов'язана з важливими науковими і практичними завданнями розвитку вітчизняного насосостроєння. Підвищення технічного рівня НШ буде сприяти підвищенню їх конкурентоспроможності, збільшенню області їх застосування і розвитку гідропривода в цілому.

**Визначення цілей і завдань досліджень.** Одним з найближчих напрямків удосконалення шестеренного насоса є усунення недоліків, властивих робочому процесу подачі шестеренного насоса. Таким чином, метою досліджень є аналіз відомих теоретичних розробок і вибір напрямку досліджень по зменшенню пульсації подачі НШ.

**Виклад матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів.** Величину пульсації вимірюють ступенем нерівномірності подачі (СНП), яку визначають, як відношення різниці максимального і мінімального значень подачі до максимального значення подачі [3]:

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max}}, \quad (1)$$

або як відношення різниці максимального і мінімального значень подачі до середнього значення подачі [3]:

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{0,5(q_{\max} + q_{\min})}. \quad (2)$$

Ступінь нерівномірності подачі через параметри зубчатого зацеплення (33) можна виразити залежністю виду [3]:

$$\sigma = \frac{3 (\pi \cos \alpha_0)^2}{24 z \chi + (\pi \cos \alpha_0)^2}, \quad (3)$$

де  $\alpha_0$  - кут початкового профілю, мм;

$\chi$  - коефіцієнт висоти головки зуба,  $\chi = 0,8 \dots 1,25$ .

З рівняння (3) випливає, що СНП обернено пропорційна кількості зубів шестерні, а також залежить від кута початкового контуру -  $\alpha_0$ . Цей висновок збігається з висновком основних робіт, присвячених дослідженню НШ [1- 23].

Ступінь нерівномірності подачі НШ з циліндричними евольвентними шестернями Т.М. Башта пропонує визначити відповідно до формули [7]:

$$\sigma_{\text{нш}} = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{z}. \quad (4)$$

Пульсація потоку рідини, подаваної НШ за один оборот, виникає з частотою, рівною кількості зубів ведучої шестерні. Пульсація подачі повторюється при

повороте шестерен на угол, соответствующий одному угловому шагу, а амплитуда пульсации зависит от угла зацепления и числа зубьев. Амплитуда колебаний подачи рабочей жидкости (РЖ) первой гармоники для прямозубых шестерен равна разности между наибольшим и наименьшим значениями МПП. Ее определяют в соответствии с выражением [7]:

$$A = \frac{\pi^2 \varepsilon \omega^2 r_0^2 b}{z^2}, \quad (5)$$

где  $\varepsilon$  - коэффициент перекрытия зубчатого зацепления (33);

$\omega$  - угловая скорость ведущей шестерни,  $c^{-1}$ ;

$r_0$  - радиус основной окружности, мм;

$b$  - ширина шестерни, мм.

Пульсация подачи вызывает пульсацию давления в магистрали гидросистемы, причем амплитуда пульсации давления может, вследствие того, что РЖ обладает высоким модулем упругости, значительно превосходить амплитуду пульсации подачи. Пульсация отрицательно сказывается на работе агрегатов и гидросистем.

Шестерни с большим числом зубьев обеспечивают, при прочих равных условиях, более равномерный поток РЖ [1- 23].

На рис. 1 приведены расчетные графики колебания подачи и давления для насосов с шестернями с числом зубьев  $z_1 = 10$  и  $z_1 = 12$  [7] величина которых, судя из рис. 1 составляет 15...20 %.

Неравномерность подачи РЖ можно уменьшить, если шестерни выполнить составными, смещенными одна относительно другой. Нами предлагается уменьшить пульсацию подачи и давления НШ путем использования шестерен со смещенными венцами. Способ защищен патентом Украины № 18425 [24]. Пульсация потока существенно уменьшается, по мнению Т.М. Башты, при использовании косозубого или шевронного зацепления [7].

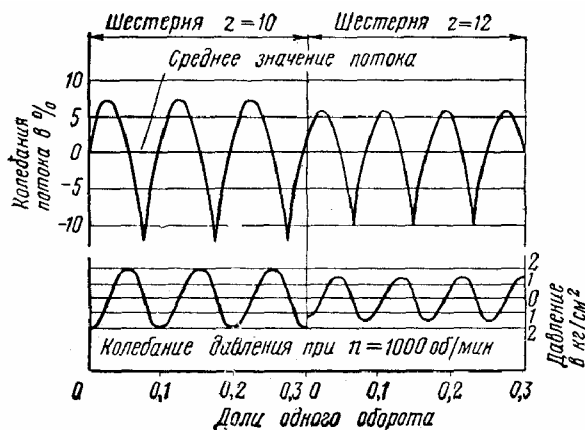
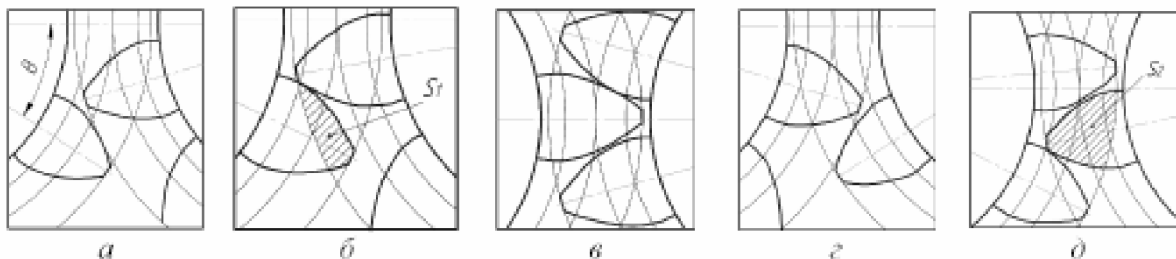


Рисунок 1 - Графики колебания подачи и давления РЖ в НШ по [7]

Ряд серьезных теоретических публикаций появившихся в последнее время в России и в дальнем зарубежье свидетельствует о возросшем интересе исследователей к теоретическим аспектам работы НШ, в частности к теории МПП НШ [25- 32].

В работах [33, 34] авторами разработана математическая модель МПП НШ основанная на классической физической модели (ФМ) подачи РЖ, состоящей в том, что РЖ вытесняется из межзубовой впадины объемом набегающего зуба сопрягаемой шестерни. На рис. 2 представлены фазы зацепления зубьев шестерен в процессе вытеснения РЖ из межзубовой впадины.



а, г - начальный момент вытеснения; б – промежуточный момент; в, д – конечный момент  
 Рисунок 2 - Фазы зацепления шестерен при вытеснении РЖ зубами ведущей (а, б, в) и ведомой шестерен (г, д) [33]

Теоретическая зависимость производительности насоса от угла поворота шестерен имеет сложный разрывной характер и определяется суммарной подачей при работе зубьев ведущей и ведомой шестерен [33]:

$$Q_H = b \omega \left( \frac{dS_1(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dS_2(\varphi)}{d\varphi} \right), \quad (6)$$

где  $S_1(\varphi)$  и  $S_2(\varphi)$  - мгновенные площади РЖ вытесненные зубьями ведущей и ведомой шестерен из соответствующих межзубовых впадин (рис. 2);

$b$  - ширина шестерни.

$\varphi$  - текущий угол поворота;

$\omega$  - частота вращения шестерен.

На рис. 3 показана предложенная графоаналитическая зависимость безразмерного расхода в зоне нагнетания и всасывания от угла поворота шестерни, полученная суммированием расходов, вытесняемых зубьями ведущей и ведомой шестерен [33].

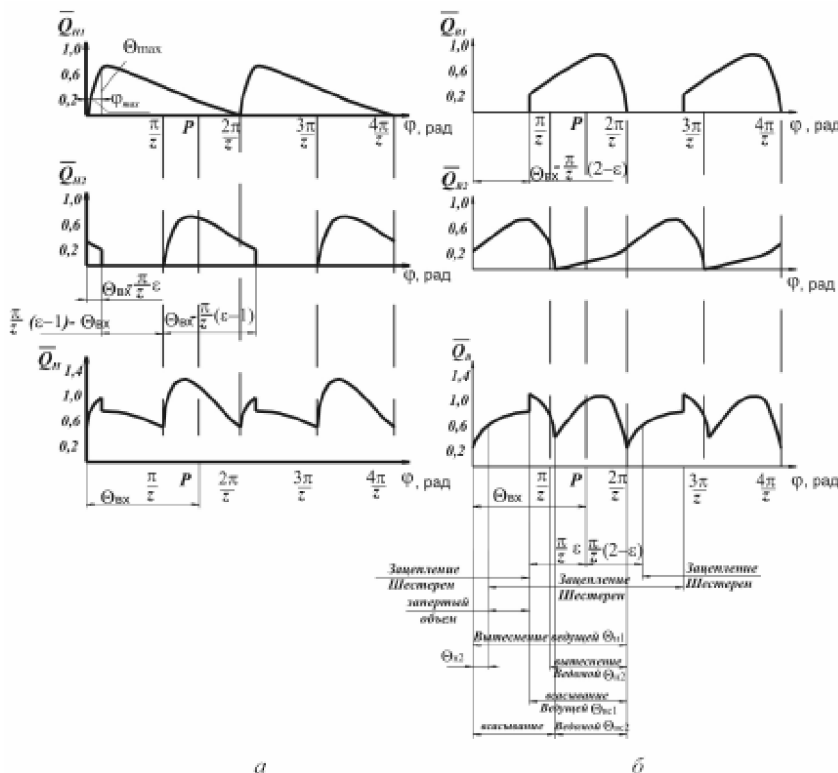


Рисунок 3 - Зависимость теоретической мгновенной подачи вытеснения (а) и заполнения (б) межзубовых впадин качающего узла НШ от угла поворота [33]

Величины  $Q_{H1}(\varphi)$  и  $Q_{H2}(\varphi)$  получены графическим дифференцированием мгновенных вытесняемых объемов жидкости по формулам (с использованием CAD технологии или CAD – процедур) [33]:

$$Q_{H1}(\varphi) = \omega b \frac{\Delta S_1(\varphi)}{Q_{cp}}, \quad (7)$$

$$Q_{H2}(\varphi) = \omega b \frac{\Delta S_2(\varphi)}{Q_{cp}}, \quad (8)$$

$$Q_{cp} = \frac{\omega b z S_z}{\pi}, \quad (9)$$

где  $Q_{cp}$  - средний вытесняемый расход;

$S_z$  - площадь зуба;

$z$  - число зубьев;

$\Delta S_1(\varphi)$  и  $\Delta S_2(\varphi)$  - изменение мгновенных площадей при повороте шестерен на малый угол -  $\Delta\varphi$ .

Аналогично была получена зависимость безразмерного расхода в зоне всасывания -  $Q_B(\varphi)$ .

За один цикл зацепления происходят процессы вытеснения и заполнения межзубовых впадин РЖ через равные углы  $\pi/z$ . Поэтому можно предположить, что основной частотой процесса вытеснения и заполнения является вторая зубцовая гармоника. Для подтверждения данного предположения полученные зависимости были представлены в виде суммы постоянных и переменных составляющих расходов  $Q_{H1}(\varphi)$  и  $Q_{H2}(\varphi)$ . На рис. 4 показаны временные зависимости этих величин [33]:

$$Q_H = Q_{Hcp} + \delta Q_H, \quad (10)$$

$$Q_B = Q_{Bcp} + \delta Q_B \quad (11)$$

для авиационного топливного насоса со следующими параметрами:  $z = 11$ ,  $m = 6$  мм,  $p = 10$  МПа,  $n = 80$  об/с.

Далее в [33] представлена таблица, в которой приведены в сравнении расчеты неравномерности подачи по Е.М. Юдину  $\sigma_\phi = 23,4\%$  [3] и по предлагаемой модели  $\sigma_{np} = 63,0\%$ , что в 2,69 раз больше чем по базовому варианту.

В статье [34] и в диссертации Л.В. Родионова [35] произведено уточнение предлагаемой модели с использованием аппарата математического векторного моделирования. В результате пульсация подачи НШ по уточненной модели еще более возросла и достигла значения  $\sigma_{np} = 73,0\%$ , что в 3,11 раз больше чем по базовому варианту.

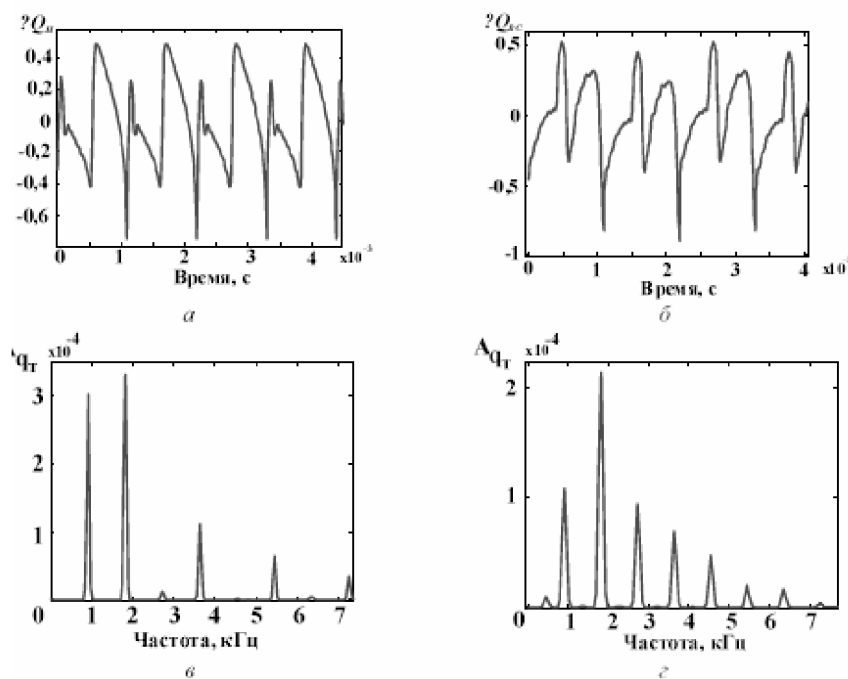


Рисунок 4 - Временные зависимость составляющих расходов и их спектрального разложения  $\delta Q_H$ ,  $\delta Q_B$  (а, б) и их спектральные характеристики (в, г) [33, 34]

Детальную проработку элементов математической модели (ММ) МГП, использование современных методов математического моделирования и методов обработки информации следует отнести к сильным сторонам описанного исследования. Однако, неточности в исходных предпосылках, отсутствие проработанной физической модели (ФМ) подачи, а также отсутствие интерпретации полученных результатов приводит к существенным неточностям в результатах исследований. Пульсация подачи в соответствии с предлагаемой ММ более чем в три раза превосходит пульсацию подачи, в соответствии с традиционными представлениями об этом процессе [3], что требует серьезного подтверждения.

Помимо этого авторы [33-35] не обратили внимания на то, что не только зуб вытесняет РЖ из межзубовой впадины, но и межзубовая впадина движется навстречу зубу. А поскольку объем межзубовой впадины в 1,3...1,5 раза больше чем объем зуба, то в формулах (2.35) и (2.36) в знаменателе вместо  $\Delta\varphi$  должно стоять выражение  $(2,3...2,5)\Delta\varphi$ , что и позволит получить неравномерности подачи в пределах  $\sigma_\varphi = 25...27\%$ , что практически соответствует расчетам неравномерности подачи по базовому варианту [3].

В диссертационной работе Суреша Беби Касарагадда, выполненной в Высшей школе Университета Миссури-Колумбия (США) под руководством доктора Noah D. Manring [27] уделено большое внимание теоретическим исследованиям пульсации подачи РЖ НШ. Была получена зависимость подачи, которая идентична формуле Е.М. Юдина для определения рабочего объема насоса с разным числом зубьев [3]

$$V_0 = \pi b \left[ R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - (r_1 - r_2)r_1 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) k \frac{t_0^2}{3} \right], \quad (12)$$

где  $R_{e1}$  и  $R_{e2}$  - радиусы вершин головок шестерен насоса, мм;  
 $r_1$  и  $r_2$  - радиусы начальных окружностей шестерен, мм;

$k$  - коэффициент, зависящий от коэффициента перекрытия ЗЗ;

$t_0(x)$  - шаг зацепления, мм.

Построенные в соответствии с зависимостью (12) графики для НШ с разным числом зубьев шестерен представлены на рис. 5.

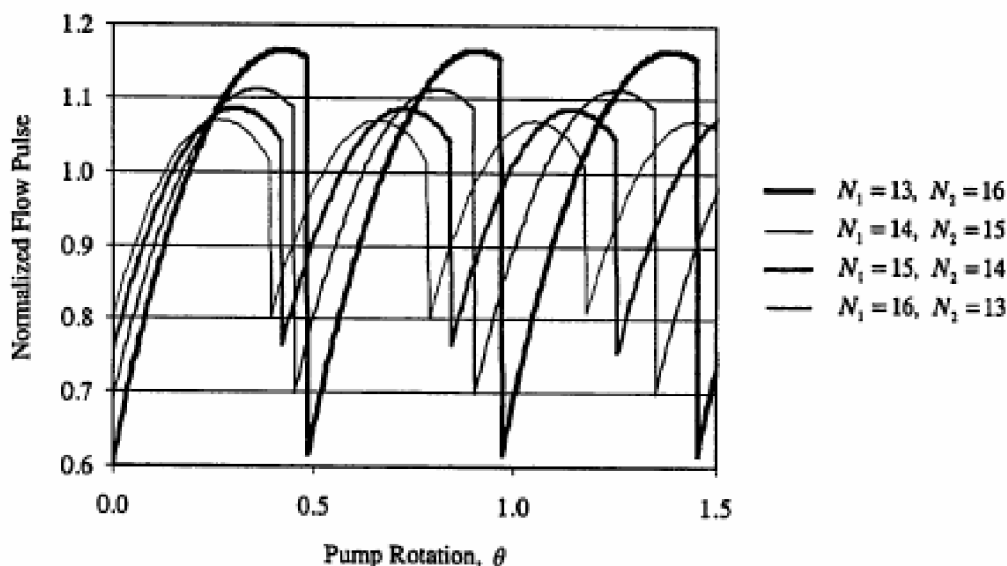


Рисунок 5 - Теоретические зависимости мгновенной подачи НШ от угла поворота шестерен в зависимости от числа зубьев шестерен [27]

Из рис. 5, видим, что максимальная СНП составляет  $\sigma_{np} = 63,0\%$ , что практически точно повторяет результаты исследований Л.В. Родионова [33-35]. С увеличением числа зубьев ведущей шестерни пульсация уменьшается, достигая значения  $\sigma_{np} = 28,0\%$ , что выглядит более правдоподобно.

В работах итальянских специалистов [27-32, 36] ММ МГП создаются основываясь на ФМ, основные идеи которой представлены на рис. 6 и в соответствии с зависимостью:

$$\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2 - \Delta W_3 - \Delta W_4 + \Delta W_5, \quad (13)$$

где  $\Delta W_1, \dots, \Delta W_5$  - объемы, вытесняемые соответствующими поверхностями зубьев шестерен, показанные на рис. 6.

В указанных публикациях [27-32, 36] не приведены аналитические выражения для составляющих зависимости (13), что затрудняет оценку предлагаемой ММ МГП НШ. Однако результаты, полученные авторами этих публикаций [27-32, 36] говорят о том, что проводимые ими исследования лежат в русле новых направлений, совпадающих с нашими исследованиями.

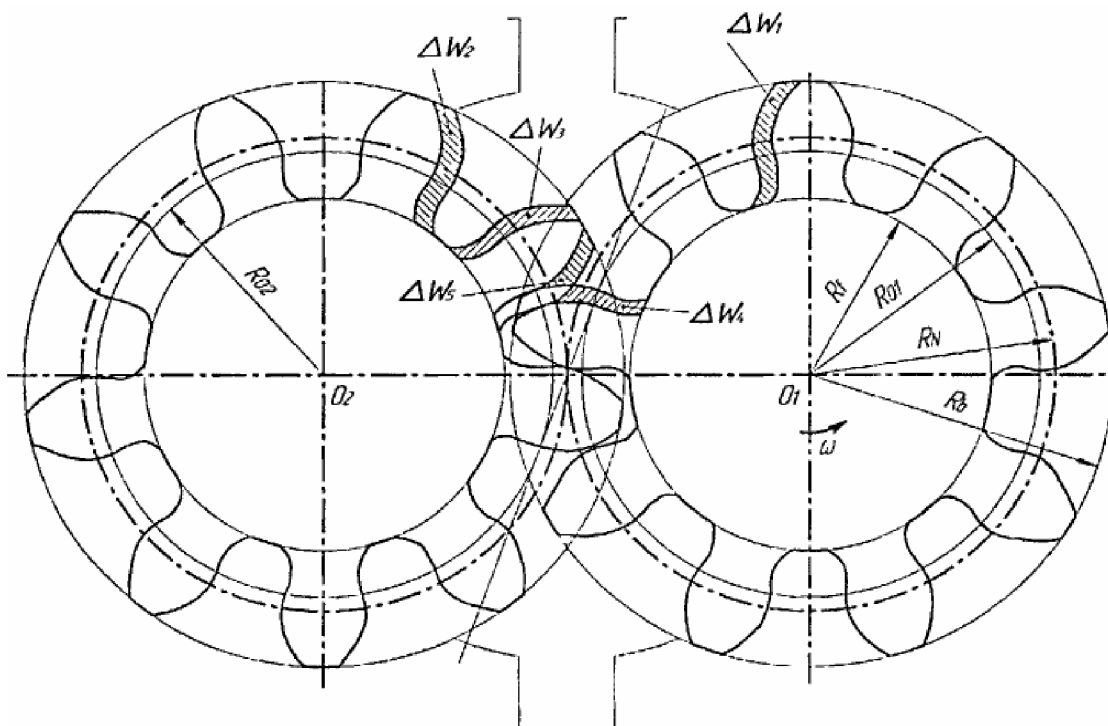


Рисунок 6 - Схема, ілюструюющая принцип процесу подачі в НШ [27-32, 36]

В статье итальянских авторов Casoli P., Vacca A., Berta G. L. (Департамент промышленной инженерии, Университет Пармы Viale) [28], посвященной исследованию и оптимизации параметров разгрузочных канавок НШ уделено внимание и проблеме пульсации МГП НШ.

На рис. 7 представлен график пульсации подачи (правая шкала) и давления (левая шкала) в безразмерных единицах от угла поворота шестерни. Достоинством этого графика явилось то, что авторы исследовали проблему снижения давления в отсеченной полости НШ, что связано с возникновением кавитации, а исследование пульсации подачи было побочным результатом, что позволяет говорить о повышенной ценности полученных результатов, поскольку авторы в этих результатах заинтересованы не были.

Из рис. 7 видим, что пульсация подачи и давления не превосходит 3...4 %, что на первый взгляд может показаться ошибкой.

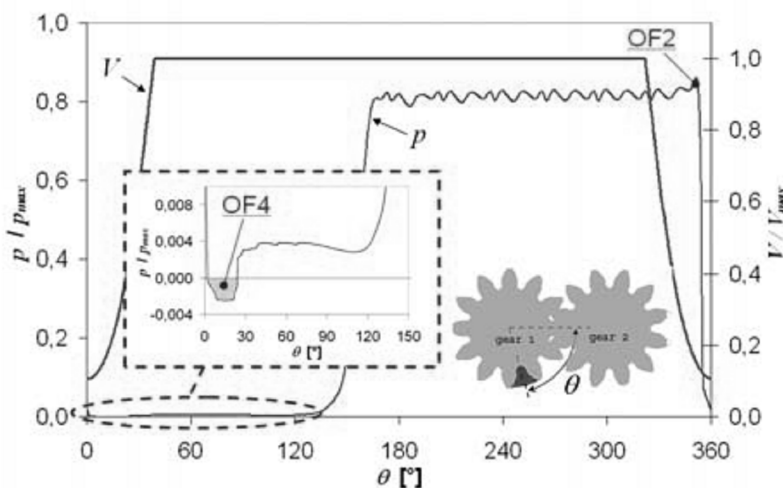


Рисунок 7 - Теоретическая зависимость давления и подачи от угла поворота ведущей шестерни [28]

Публикация Го Яо Хуана и Чи Чи Чена, представляющих Инженерно-механический факультет, Чунг Хуа университета № 707 в г. Синьчжу, Тайвань, посвящена кинематической оптимизации подачи НШ внешнего зацепления. Но большое внимание уделено также исследованию пульсации подачи НШ. На рис. 9 представлены графики зависимости пульсации подачи от угла поворота шестерен и от коэффициента высоты головки зуба. Расчеты степени неравномерности подачи, приведенные в статье, составляет  $\sigma = 27,0\%$  и подтверждаются графиком на рис. 8 [30].

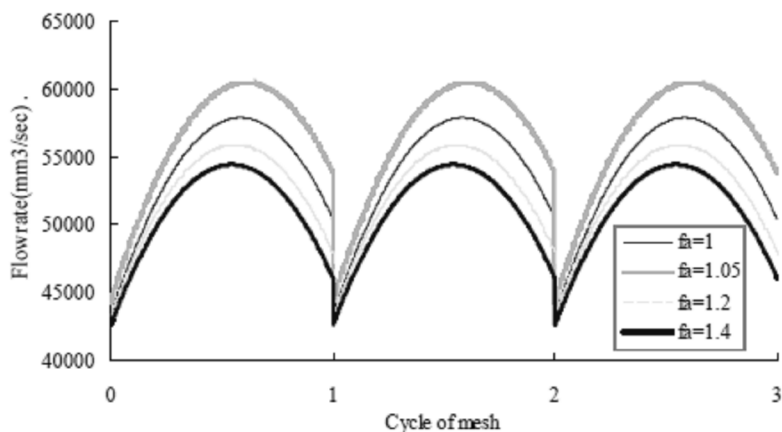


Рисунок 8 - Теоретические зависимости мгновенной подачи НШ от угла поворота шестерен и в зависимости от коэффициента высоты головки зуба [30]

Помимо этого в анализируемой работе подробно рассмотрено влияние параметров ЗЗ НШ на пульсацию подачи.

На рис.9 представлено зависимость степени неравномерности подачи от числа зубьев шестерен. При этом в соответствии с представленным графиком авторы утверждают, что с ростом числа зубьев степень неравномерности подачи НШ уменьшается, что вполне согласуется с традиционными представлениями об этом процессе [30].

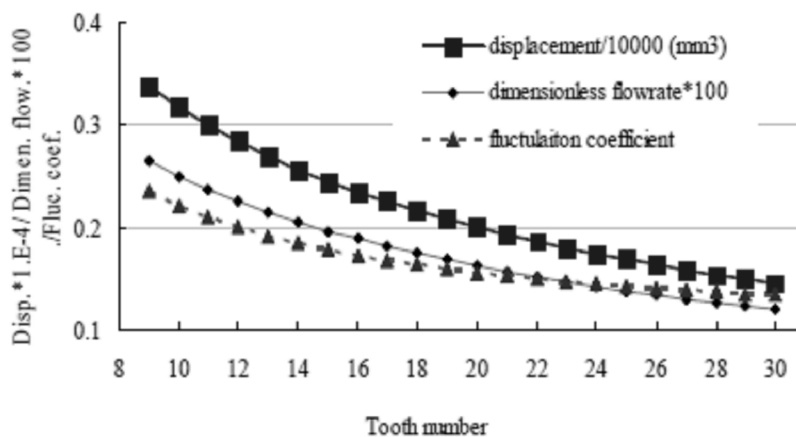


Рисунок 9 - График теоретической зависимостей мгновенной подачи шестеренного насоса (нижний) от числа зубьев шестерен ( $z=9...30$ ) [30]

На рис. 10 представлены зависимость степени неравномерности подачи от модуля зубчатого зацепления. Из рис. 10 видим, что с ростом модуля зубчатого зацепления растет и степень неравномерности подачи НШ [30].

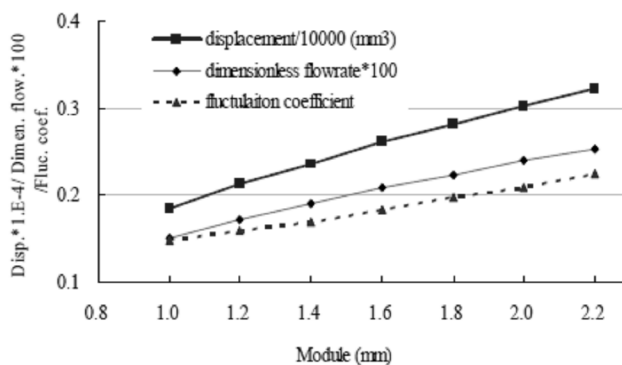


Рисунок 10 - График теоретической зависимостей мгновенной подачи шестеренного насоса (нижний) от модуля ( $m=1...2,2$  мм) [30]

Из рис. 11 видим, что с ростом угла зацепления  $\alpha = 12^{\circ}...29^{\circ}$  степень неравномерности подачи НШ также возрастет, хотя и с небольшой скоростью [30].

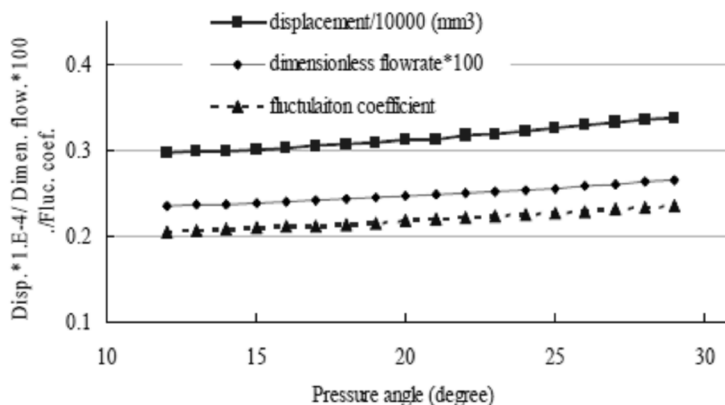


Рисунок 11 - График теоретической зависимостей мгновенной подачи шестеренного насоса (нижний) от угла зацепления ( $\alpha=12...29^{\circ}$ ) [30]

Особый интерес представляют собой результаты исследований пульсации подачи, представленные Paolo Casoli, Andrea Vacca и Germano Franzoni в статье [31]. Особенностью этой статьи является глубокий подход и тщательный анализ полученных результатов теоретических исследований и их проверка проведением экспериментальных исследований.

Особенностью упомянутых теоретических исследований явилось то, что ММ процесса МГП моделировали в специальной программной среде. После чего полученные результаты проверяли экспериментально.

На рис. 12 представлены в сравнении результаты моделирования подачи НШ и результаты экспериментального исследования процесса подачи. Моделировали насос фирмы Casappa с рабочим объемом насоса  $V_0 = 11,23 \text{ см}^3$  с максимальной частотой вращения  $n = 3600$  об/мин и числом зубьев шестерен  $z = 12$  [31]. Из рис. 3 видим, что при частоте вращения привода НШ  $n = 2000$  об/мин продолжительность первой (оборотной) гармоники составляет:

$$t_{об} = \frac{60}{n} = \frac{60}{2000} = 0,03 \text{ с,}$$

а ее частота составляет 33,3 Гц.

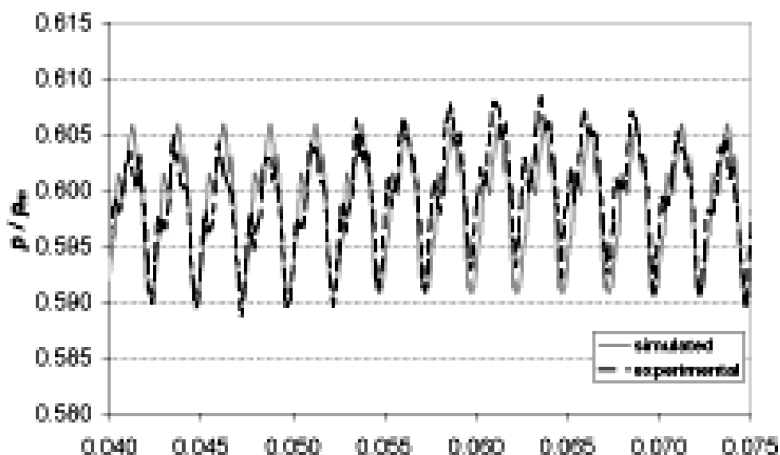


Рисунок 12 - Графики теоретически смоделированной и экспериментально определенной пульсации подачи НШ при частоте вращения  $n=2000$  об/мин [31]

Первую гармонику, продолжительность которой  $t_{об} = 0,03$  с и частота 33,3 Гц можно увидеть на рис. 12 она представляет собой длинную волну с периодом в 12 зубцов [31]. Появление этой гармоники авторы [31] связывают с неточностью изготовления шестерен насоса.

Вторая (зубцовая) гармоника легко различима - на рис. 12 она представлена характерными зубцами. Продолжительность второй (зубцовой) гармоники составляет:

$$\tau = \frac{t_{об}}{z} = \frac{0,03}{12} = 0,0025 \text{ с,}$$

где  $t_{об}$  - время, за которое насос совершает один оборот, которое составляет  $t_{об} = 0,03$  с при частоте вращения  $n = 2000$  об/мин.

А частота второй (зубцовой) гармоники составляет 400 Гц [31]. Появление второй гармоники в процессе подачи НШ авторы не комментируют.

Из рис. 12 видим, что степень неравномерности подачи от второй зубцовой гармоники составляет  $\sigma_2 = 2,5\%$ , а от первой оборотной гармоники  $\sigma_1 = 1,25\%$ .

На рис. 13 представлены результаты спектрального анализа пульсации давления при частоте вращения  $n = 1500$  об/мин. Этот график наглядно представляет анализ первичной информации о пульсации подачи НШ [31].

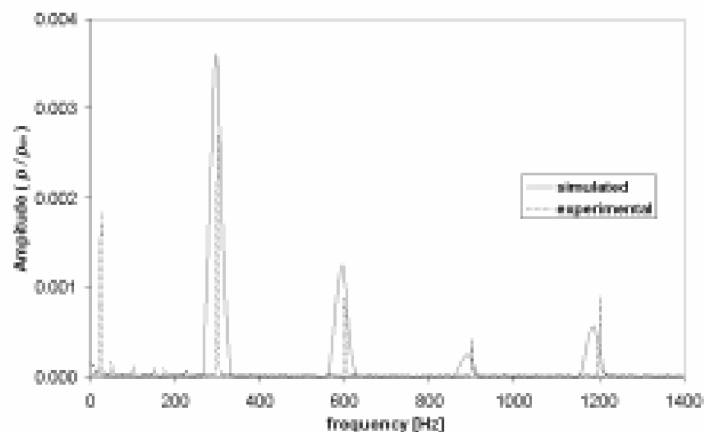


Рисунок 13 - Результат спектрального анализа теоретически смоделированной и экспериментальной определенной пульсации подачи шестеренного насоса при частоте вращения  $n=1500$  об/мин [31]

На рис. 13 видим, что первая обратная гармоника имеет частоту  $1500/60 = 25$  Гц, а частота второй зубцовой гармоники составляет  $25 \cdot 12 = 300$  Гц. При этом соотношение амплитуд второй по отношению к первой составляет  $A_2/A_1 \approx 2,0$ , что совпадает с результатами нашего анализа графика СНП, представленного на рис. 12.

К недостаткам известных теоретических исследований следует отнести тот факт, что ни в одном из упомянутых источников не предприняты попытки объяснить причины или механизм пульсации МГП и давления рабочей жидкости в НШ. Исключением из этого явились работы итальянских исследователей [27, 28, 31, 32], в которых явление пульсации объясняется погрешностью изготовления зубьев шестерен, а также результаты наших теоретических исследований [2, 23], в соответствии с которыми причиной пульсации является то, что сумма квадратов радиусов, соединяющих центры вращения шестерен с точкой зацепления зубьев шестерен на линии зацепления изменяется по параболической зависимости в зависимости от угла поворота шестерен.

**Выводы.** Анализ публикаций, посвященных изучению пульсации МГП и давления, показал чрезвычайно широкий интервал разброса степени неравномерности подачи - от 1,25% до 73%.

Это свидетельствует об отсутствии адекватной теоретической базы для описания процесса МГП НШ, что сопровождается неоднозначностью и противоречивостью приводимых результатов. Более того, до настоящего времени отсутствует понимание причин возникновения пульсации подачи и давления в НШ с физической точки зрения. Иными словами, отсутствует физическая модель процесса мгновенной подачи НШ.

Таким образом, противоречивые сведения о пульсации мгновенной подачи и давления свидетельствуют о том, что разработанные физические и математические модели процесса мгновенной подачи НШ не в состоянии до конца объяснить явление пульсации.

Все это является сдерживающим фактором для дальнейшего совершенствования конструкции НШ и предполагает необходимость в проведении анализа результатов теоретических и экспериментальных данных, и на основе этого анализа проведения новых углубленных теоретических и экспериментальных исследований процесса подачи РЖ в НШ.

## Список литературы

1. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса: диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук: / Козерод Юрий Валерьевич. – М. Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977. – 150 с.
2. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет.- Монография – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
4. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 593 с.
5. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: [учебник для машиностроительных вузов] / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
6. Барышев В.И. Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации: дис. на соиск. ученой степени доктора. техн. наук: / Барышев Валерий Иванович. – Челябинск, Государственный ордена Трудового Красного Знамени НИИ тракторный институт (НАТИ) (Челябинский филиал), 1989. – 461 с.
7. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств / Башта Т.М. – [3-е изд. перераб. и доп.] – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
8. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.:

- Машгиз, 1960. – 189 с.
9. Лурье З.Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации / Лурье З.Я., Коваленко И.В.// Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 3 (29) – С.9-13.
  10. Башта Т.М. Гидравлические приводы и агрегаты металлорежущих станков / Башта Т.М. – Машгиз, 1936. – 236 с.
  11. Коловратные роторные насосы: [Энциклопедический справочник машиностроителя] / Прокофьев В.Н. – Машгиз, т. 12. – 1948. – С. 398 - 401.
  12. Рыбкин Е.А. Исследование и разработка конструкций шестеренных насосов / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – ЭНИМС, 1956. –178 с.
  13. Юдин Е.М. Шестеренные насосы / Юдин Е.М. – Оборонгиз, 1957. – 173 с.
  14. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: [справочное пособие] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
  15. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа / Осипов А.Ф. // Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
  16. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: [учебник для вузов] / Башта Т.М. – М.:Машиностроение, 1974.– 606 с.
  17. Кулешков Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Бевз О.В. // Промислова гідравліка і пневматика № 3 (13) 2006.– С. 98 -102.
  18. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
  19. Башта Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты: [конструкция и расчет] / Башта Т.М. – М.: Гос. издат. оборонной промышленности, 1951. – 356 с.
  20. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин / Леонов А.Е. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
  21. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. / Башта Т.М. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
  22. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1969. – 628 с.
  23. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О.//Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград, КНТУ, 2008. – № 21. – С. 253 – 262.
  24. Патент на корисну модель № 18425 (Україна) МПК<sup>7</sup> F04C2/08. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення. /Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз, Т.В. Руденко, В.В. Бородавкін, К.Ю. Кулешкова; заявник та власник патенту КНТУ. – u200604179; заявл. 14.04.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11.
  25. Mayr A. Hydrostatische Tahrntriebe // O+P "Olhydraulik und Pneumatik". - 1985. - Vol. 29, № 7. - S. 516 - 525.
  26. Helmer O. The Systematic Use of Expert Judgment on Operation Research. Proceeding of 3-th infors Conference. Oslo. 1963.
  27. The theoretical flow ripple of an external gear pump a Thesis presented lo the Faculty of the Graduate School University of Missouri-Columbia In Partial Fulfillment Of the Requirements for the Degree Master of Science By suresh babu kasaragadda dr. Noah d. Manring. Thesis Supervisor december 2003.
  28. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. Optimization of relevant design parameters of external gear pumps. Department of Industrial Engineering, University of Parma Viale G. P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy. Электронный ресурс <http://www.jfips.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf>.
  29. Andrea Vacca Projects GearUnits / A. Vacca - Purdue University, 2006. Режим доступа к работе: [https://engineering.purdue.edu/Maha\\_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf](https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf).
  30. Kinematic Displacement Optimization of External Helical Gear Pumps Kuo Jao Huang and Chih Chieh Chen. Department of Mechanical Engineering, Chung Hua University No. 707, Sec.2, Wu-Fu Rd., Hsinchu, Taiwan, 300 R.O.C.
  31. A numerical model for the simulation of external gear pumps. Paolo casoli, Andrea Vacca and Germano Franzoni Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy.
  32. P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta. A numerical model for the simulation of flow in hydraulic external gear machines [Tener]: Power Transmission and Motion Control. 2006.-P. 147-165.

33. А. Н. Крючков. Исследование неравномерности подачи жидкости шестеренным качающим узлом. / А. Н. Крючков, Л. В. Родионов, М. С. Гаспаров, Е. В. Шахматов. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, №1.- 2007. - С. 257 -262.
34. Б.Б. Косенок, Математическое векторное моделирование пульсаций подачи жидкости шестеренным качающим узлом. / Б.Б. Косенок, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов. // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 11, №3.- 2009.- С. 28 – 37.
35. Родионов Л. В. Разработка методов расчета и улучшения динамических характеристик шестеренных насосов. Дисс. канд. техн. наук / Родионов Леонид Валерьевич. – Самара: 2009. – 154 с.
36. Andrea V. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications / Andrea V., Guidetti M. - MANA Fluid Power Research Center, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, CASAPPA SPA, Cavalli di Collecchio, Parma, Italy – 2011. Режим доступа к работе: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1569190X11001018>

**Yuriy Kuleshkov, Tatyana. Rudenko, Mikhail Krasota, Katya Kuleshkova**

*Kirovograd National Technical University*

#### **The analysis of theoretical studies ripple instant delivery of pump**

The purpose of research is the analysis of the known theoretical studies devoted to reducing ripple instantaneous flow and pressure gear pumps.

Analysis of the publications on the study instantaneous flow pulsation, showed an extremely wide range of variation of degree of uneven flow - from 1.25% to 73%.

The results showed that the available scientific information on the work of an instant surge flow and pressure are contradictory and indicate that the developed physical and mathematical model of the process instantaneous flow gear pump is unable to fully explain the phenomenon of pulsation. It is a deterrent to further improve the design of pump and includes a comparative analysis of the results of theoretical and experimental data and on the basis of the new in-depth theoretical and experimental studies of the process fluid supply in gear pumps.

**gear pump, pulsation, instantaneous feed**

Одержано 30.10.13

**УДК 631.312**

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

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій**

Робота присвячена огляду та аналізу способів і технічних засобів для зменшення переущільнення ґрунтів, а отже – створення передумов збереження і підвищення родючості. Проаналізовано причини і наслідки руйнування структури ґрунту, особливості впливу окремих ґрунтообробних робочих органів на врожайність і стан родючого горизонту. Наведені витрати пального на основні технологічні операції обробітку ґрунту та запропоновані альтернативні способи основного обробітку на основі технологій ґрунто- та ресурсозбереження. Після класифікації видів чизелювання ґрунтів та відповідних робочих органів для здійснення означених операцій, запропоновано новий універсальний чизельний культиватор ЧН-4.

**чизельне ґрунтообробне знаряддя, переущільнення ґрунтів, ущільнена підорна підшва, зниження родючості, інфільтраційні властивості**

**С.М. Лешенко, В.М. Сало**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Техническое обеспечение сохранения плодородия почв в системе ресурсосберегающих технологий**

Работа посвящена обзору и анализу способов и технических средств для уменьшения переуплотнения почв, а следовательно – создание предпосылок сохранения и повышения плодородия. Проанализированы причины и следствия разрушения структуры почвы, особенности влияния отдельных почвообрабатывающих рабочих органов на урожайность и состояние плодородного горизонта. Приведенные расходы горючего на основные технологические операции возделывания почвы и предложены альтернативные способы основного возделывания на основе технологий почво- и ресурсосохранения. После классификации видов чизелирования почв и соответствующих рабочих органов для осуществления отмеченных операций, предложен новый универсальный чизельный культиватор ЧН-4.

**чизельные почвообрабатывающие орудия, переуплотнение почв, уплотненная подпахотная подошва, снижение плодородия, инфильтрационные свойства**

**Постановка проблеми.** Зменшення деградації ґрунтів, збереження та підвищення їх родючості є основною запорукою отримання високих врожаїв. За останні десятиріччя швидка індустріалізація аграрного виробництва, а особливо засилля закордонної метало- та енергоємної техніки, затяжна економічна криза, яка проявилася вирощуванням монокультур на більшості території України – все це сприяло зменшенню потужності родючого шару, призупиненню ґрунтоутворного процесу, переуцільненню ґрунтового середовища, підвищенню рівня вітрової та водної ерозій тощо [1, 2, 3]. Останні тенденції збереження та підвищення родючості ґрунту спрямовані на використання ґрунтозахисних технологій, причому необхідність якомога швидшого їх впровадження є реаліями сьогодення. При цьому, рівень затрат на забезпечення технологій ґрунтозбереження визначає можливості їх здійснення [3, 4].

Традиційна відвальна оранка, яка на сьогодні є одним із найпоширеніших прийомів основного обробітку в більшості фермерських господарств України, сприяє створенню переуціленої підорної подошви, а отже погіршенню волого- та повітрообміну в родючому шарі. Саме прояви дії відвальних знарядь призвели до тенденції зниження врожаїв та суттєвого впливу на врожайність кількості опадів у вегетаційний період. Тому питання руйнування підорної подошви та проведення основного обробітку без пошкодження біологічно цінних агрегатів ґрунту за умов ресурсозберігаючих технологій є актуальним.

**Аналіз основних досліджень і публікацій.** Значна кількість наукових досліджень та конструкторських розробок в області інтенсифікації процесів ґрунтозбереження направлена на проведення нульового чи мінімального обробітку ґрунту.

Ущільнення ґрунту відбувається під дією власної ваги, наявності рослин і води, що знаходяться на поверхні поля, а також за рахунок висушування ґрунту. До цих внутрішніх факторів додаються зовнішні фактори ущільнення мобільними агрегатами і робочими органами. Встановлено, що серед робочих органів найбільш інтенсивно обезструктурюють ґрунт дискові та відвальні робочі органи. В результаті переуцілення ґрунту знижується мікропористість, що призводить до призупинення інфільтраційних властивостей [4].

В залежності від фізико-механічних властивостей<sup>1</sup> різні типи ґрунтів по різному здатні протидіяти процесам ущільнення [3]. Експериментально встановлені рівні допустимих навантажень (тиску, кПа) на ґрунт при його вологості 80%:

- піщаний ґрунт – 190...220 кПа;
- легкий суглинок – 110...140 кПа;
- важкий суглинок – 70...90 кПа;
- середній і важкий глинистий ґрунт – 45...50 кПа.

Розрізняють два види ущільнення ґрунту: поверхневий – до 30 см – і підорне переущільнення – на глибину більше 30 см. Загалом – ущільнення ґрунту – кумулятивний процес, який супроводжується підвищенням щільності, зменшенням пористості, зниженням аерації, що негативно впливає на розвиток кореневої системи і біологічну активність мікроорганізмів. Зменшення просочування вологи через ґрунт сприяє водній ерозії і призводить до затоплення земель аграрного призначення на тривалий строк. Вміст у ґрунті гумусу – головний фактор, що визначає ступінь ущільнення, а його рівень на орних ґрунтах України знижується із кожним роком.

**Формулювання цілей статті.** Виходячи із вищезазначеного, метою даної роботи є розробка методів та систематизація машин для безвідвального ґрунтозахисного обробітку за умов ресурсозберігаючих технологій.

**Виклад основного матеріалу.** Під час технологічних процесів вирощування сільськогосподарських культур вартість врожаю напряду визначається затратами на основні та підготовчі операції і витратами на оплату праці. При вирощуванні більшості культур на обробку ґрунту і посів витрачається 30...40% енергетичних і до 15% трудових затрат [2, 3]. Серед ґрунтообробних машин лідерами по витратах пального є відвальні плуги, роторні культиватори та комбіновані агрегати, а тому в системі ресурсозберігаючих технологій намагаються застосовувати альтернативні ґрунтообробні знаряддя. Показники витрат дизельного пального під час обробітку ґрунту для різних машин і знарядь наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Затрати дизельного пального на обробку ґрунту для різних машин і знарядь

Машина, знаряддя	Витрати, л/га	Машина, знаряддя	Витрати, л/га
Плуг відвальний	25±7	Культиватор легкий	8±1
Плуг дисковий	22±5	Культиватор важкий	10±2
Знаряддя чизельне:		Дискова борона:	
- з прямими стійками	15±2	- важка	9±3
- з похилими стійками	12±2	- легка	7±2
Віброкультиватор	6±1	Культиватор роторний	20±4
Голчаста борона (типу БИГ-3)	4±1	Комбінований агрегат для оранки і передпосівної підготовки	24±6

Очевидною альтернативою основного обробітку у вигляді оранки є чизельний обробіток, який дозволяє не тільки збільшити продуктивність операції та знизити витрати пального на 50% але й зруйнувати ущільнену підорну підшову. Чизельний обробіток відноситься до безвідвальних ґрунтозахисних технологій, що забезпечує посмугове розпушування ґрунту. З допомогою чизельних робочих органів відбувається неповне підрізання оброблюваного ґрунтового шару без утворення суцільного дна борозни. Такий спосіб обробітку руйнує ущільнену підорну «підшову», сприяє покращенню водного і повітряного режимів ґрунту, знижує ерозію ґрунтів, забезпечує проникнення коріння рослин у нижні горизонти, суттєво покращує інфільтраційні властивості.

Основними робочими органами машин і знарядь для чизелювання є стійка і вузька розпушувальна лапа (для покращення повноти рихлення на стійку встановлюють змінні стрільчасті лапи або закрилки), від глибини роботи та густини розміщення яких змінюється не лише якість обробітку, а й енергоємність процесу [5, 6]. В залежності від глибини чизелювання розрізняють: чизель-культиватори (глибина рихлення 16-25 см), чизель-плуги (глибина рихлення до 40-45 см), чизель-

глибокорозпушувачі (до 60 см). Схема видів чизелювання ґрунту та класифікація чизельних робочих органів представлено на рис. 1.

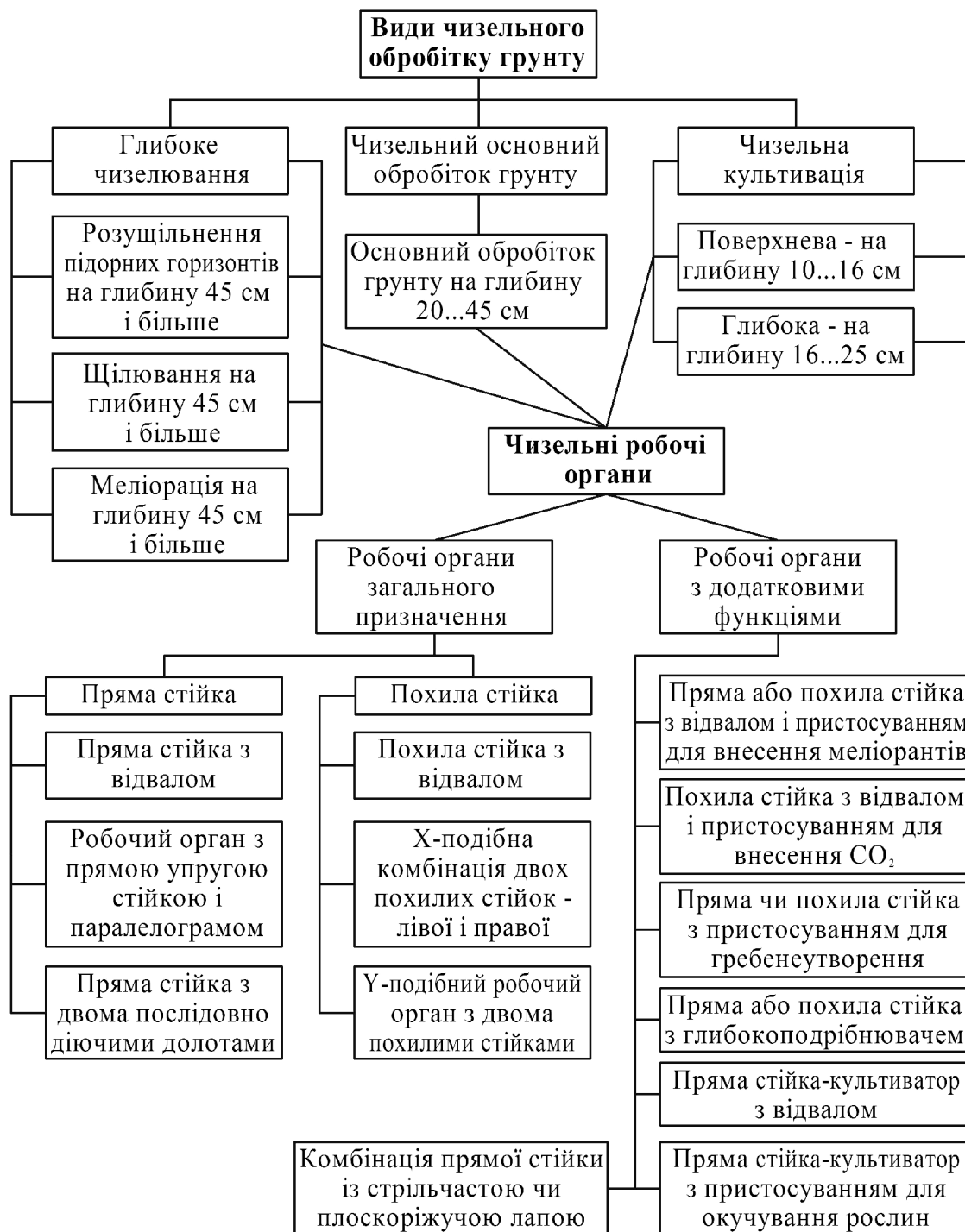


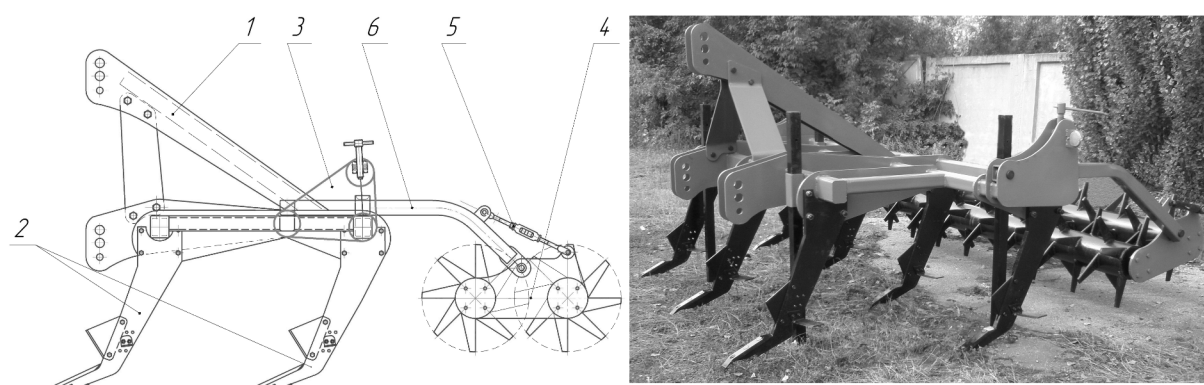
Рисунок 1 – Схема видів чизелювання ґрунту та класифікація чизельних робочих органів

Згідно із існуючими рекомендаціями чизельні ґрунтообробні робочі органи необхідно використовувати на переуцільнених ґрунтах та на полях із нахилом поверхні більше 3°. Насамперед чизельний та плоскорізний обробіток повинен проводитись при оптимальній вологості (до 30%) та твердості (до 3,5 МПа), за якої забезпечується гарне кришення ґрунту без утворення глиб та досягається стійкий хід робочих органів. Під

час проведення рихлення основну масу повинні складати фракції розміром 30...50 мм при мілкому обробітку та 30...100 мм – при глибокому.

Промисловістю України та країн СНД випускається значна кількість машин для проведення чизельного та плоскорізного обробітку ґрунту, серед яких: чизельні плуги ЧПК-4, ПЧ 4,5, ПЧ-2,5; агрегати чизельні АЧН-3,0 «Хома», АГЧ-4,0, АЧУ-2,8, РЧН-4,5; плуги-глибокорозпушувачі ПРПВ-5-50, ПРПВ-8-50, ГРН-3,9, ГР-3,4, ПГН-5. Крім того випускається багато машин для безвідвального обробітку ґрунту і за кордоном, в нашій державі найчастіше використовуються: 2410 «John Deere» (ПЧ690/20...ПЧ1050/32 «ВИБРОМАКС»), «Kret-1В», «Kret-3В», «Kret-5В», «Kret-7В», «Heliplow-64204», «Heliplow-64206», «Cenius» (AMAZONE), «Terra LIFT» (VOGEL&NOOT), «КОМПАКТ-ФЛЕКС» 400/18 та інші. Загальним недоліком наведених машин є їх неадаптованість до ґрунтово-кліматичних умов нашої держави та неповне забезпечення агротехнічних вимог обробітку ґрунту, а тому питання розробки конструкції чизельних знарядь та проведення диференціації машин для безвідвального обробітку є актуальним науковим завданням. Техніко-економічні показники роботи машин для безвідвального обробітку ґрунту представлені в таблиці 2.

Після аналізу видів чизельного обробітку та існуючих робочих органів на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено нову конструкцію навісного чизельного культиватора ЧН-4, функціональну схему і загальний вигляд якого представлено на рис. 2. Технологічний процес роботи розробленої машини представлено на рис. 3.



1 – рама; 2 – лапа чизельна; 3 – регулювальний механізм; 4 – спарений коток; 5 – гвинт;  
6 – механізм кріплення котка

Рисунок 2 – Функціональна схема і загальний вигляд чизеля навісного ЧН-4



Рисунок 3 – Робочий процес чизеля навісного ЧН-4 в господарських умовах

Таблиця 2 – Технологічні та енергетичні показники роботи ґрунтообробних машин для безвідвального обробітку ґрунту

Марка машини	Агрегативання	Робоча ширина захвату, м.	Продуктивність, га/год.	Глибина обробки, см	Маса, кг.	Робоча швидкість, км/год.	Встановлена потужність, кВт	Витрати палива, кг/га
ПЧ-4,5 (ОАО ЦК ТФПГ «Сибгромаш» г. Рубцовск, Россия)	К-701	4,33	3,37	до 45	1660	до 8	160	13
Чизельний плуг 2410 John Deere, «ВИБРОМАКС» (ПЧ690/20... ПЧ1050/32)	8000, 8010, 9000, 9010	6,7- 19,2	7,2- 14,8	до 30	7900- 12100	8-12,8	169- 308	
АГЧ-4,0 (ТОВ НВП «Білоцерківмаш- завод», Україна)	К-701	4	1,8-3	до 50	1850	5-10		20
АЧУ-2,8 (ОАО «Лошницкий завод «Агромаш», Беларусь)	МТЗ-82, МТЗ-100, ДТ-75М, Т-150	1,6	1,1- 2,2	до 22	1200	7-9	59- 118	
ЧПК-4 (ОАО «Сибсельмаш» г. Новосибирск, Россия)	К-701	4,16	3,2	39,5- 40,1	2275	7,5-8	128- 129	17
РЧН-4,5 (ОАО «Сибсельмаш» г. Новосибирск, Россия)	К-701	4,45	3,67	до 35	2260	7-9	110- 203	11,86- 12,86
АЧН-3,0 «Хома» (ВАТ Галещина-машзавод, Україна)	ДТ-75М, ДТ- 175С, Т-150, Т-150К	3	1,4- 2,2	15-35	1240	5-8		10-11
ГР-3,4 (ТОВ НВП «Білоцерківмаш- завод», Україна)	К-701	3,25	2,92	25-50	1060	9		17,2
ПРПВ-8-50 (Кам'янець-Подільський завод)	К-701	4	3,2	до 40	2240	до 10		
Cenius (AMAZONE), Terra LIFT (VOGEL&NOOT), «КОМПАКТ-ФЛЕКС» 400/18	8000, 8010	4	3,2- 4,8	30-35	2300	8-12	118	
КГ-2,5/06 «Michel» (ОАО «Крестьянский дом», Росія)	К-701	2,5	до 2,5	до 60	850	8		
Artiglio S 250-500 Gaspardo	8000, 8010, 9000, 9010	2,5- 5,0	до 12	до 65	1960- 2400	6-10	110- 265	12-16

Розроблена машина, шириною захвату 4 м, дозволяє проводити чизелювання ґрунту на глибину до 45 см при робочій швидкості до 12 км/год в умовах важких ґрунтів центральної України. При цьому, на відміну від існуючих машин для подібних операцій, на стояку лапи встановлено не тільки горизонтальні деформатори для підрізання бур'янів а і фронтальний зуб для додаткового подрібнення ґрунту та розбивання брил. На задній частині чизеля встановлюється спарений коток, який

призначено для розбивання крупних грудок, заробки рослинних решток в нижні горизонти і їх перемішування на глибині 15-20 см.

Таким чином, на основі аналітичного огляду безвідвального обробітку ґрунту, розроблено універсальний чизельний культиватор та встановлено загальні напрямки інтенсифікації вказаного процесу і шляхи вдосконалення існуючих конструкцій чизелів, що в майбутньому дозволить не тільки адаптувати існуючі конструкції до певних ґрунтових умов, а й провести їх диференціацію.

**Висновки.** 1. Деградація ґрунтів під впливом рушіїв енергетичних засобів і ґрунтообробних знарядь сприяє переущільненню ґрунтів, системному зниженню родючості та загостренню проявів водної і вітрової ерозії.

2. Встановлено, що для уникнення руйнування біологічно цінних агрегатів доцільно застосовувати методи безвідвального обробітку ґрунту.

3. Після проведеного аналізу видів чизельного обробітку, класифікації чизельних робочих органів та огляду існуючих машин запропоновано новий навісний чизельний культиватор ЧН-4, в конструкції якого на стояку лапи встановлено не тільки горизонтальні деформатори для підрізання бур'янів а і фронтальний зуб для додаткового подрібнення ґрунту та розбивання брил.

## Список літератури

1. Руденко Н.Е. Механизация обработки почвы: Учебное пособие. / Руденко Н. Е. – Ставрополь : Изд-во СтГАУ «АГРУС». – 2005. – 112 с.
2. Бледных В.В. Устройство, расчет и проектирование почвообрабатывающих орудий: Учебное пособие / Бледных В.В. – ЧГАА, Челябинск – 2010. – 214 с.
3. Панов И.М. Физические основы механики почв /И.М. Панов, В.И. Ветохин. – К.: Феникс, 2008. – 266 с.
4. Коршиков А.А. О глубоком рыхлении почвы / А.А. Коршиков, А.А. Михайлин // Вестник Российской академии сельскохозяйственных наук. – 2003. – №4 – С. 28-30.
5. Труфанов В.В. Глубокое чизелирование почвы/ В.В. Труфанов. – М.: Агропромиздат, 1989. – 140с.
6. Дринча В.М. Агротехнические аспекты развития почвозащитных технологий: Монография / В.М. Дринча, И.Б. Борисенко, Ю.Н. Плескачев. – Под ред. Кряжкова В.М. – Волгоград: Перемена, 2004. – 145 с.

**Sergey Leschenko, Vasily Salo**

*Kirovograd national technical university*

**The technical providing maintainance of fertility soils is in the system of keepings technologies**

Work is devoted a review and analysis of methods and hardwares for diminishing compression of soils. This removal will create the necessary terms of maintainance and fertility-improving.

Causes and effects destruction of structure soil, feature influence of separate workings organs, are analysed on the productivity and state of fertile horizon. The resulted charges of fuel are on the basic technological operations till of soil. The alternative methods of basic till are offered. These methods are based on the basis maintainance of resources. Classification of types of chizelirovanie soils and proper workings organs is conducted for realization of the noted operations. On the basis of it the new universal cultivator of CN-4 is offered.

A cultivator is developed in the construction of which on the chimney paw it is set not only horizontal deformatory for cut weeds but also a frontal tooth is for the additional growing of soil and laying out of blocks shallow.

**chizel paw, compression of soils, close-settled soil, decline of fertility, infiltration properties**

Одержано 01.11.13

УДК 62-752+62-755 : 621.634

**Л.С. Олійніченко, асп., Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Комп'ютерна модель процесу автоматичного динамічного зрівноваження двома автобалансирами крильчатки осьового вентилятора

У САПР SolidWorks модернізовано 3D модель осьового вентилятора з автобалансиром у обтічнику встановленням другого автобалансира на хвостовик вала електродвигуна. Із використанням модуля Cosmos Motion проведено обробку, налагодження і тестування моделі. Модернізована 3D модель призначена для комп'ютерного моделювання процесу динамічного зрівноваження крильчатки з ротором електродвигуна двома автобалансирами.

**автобалансир, осьовий вентилятор, динамічний дисбаланс, автобалансування, комп'ютерне моделювання**

**Л.С. Олійніченко, Г.Б. Філімоніхін**  
*Кіровоградский национальный технический университет*

**Компьютерная модель процесса автоматического динамического уравновешивания двумя автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора**

В САПР SolidWorks модернизирована 3D модель осевого вентилятора с автобалансиром в обтекательной установке второго автобалансира на хвостовик вала электродвигателя. С использованием модуля Cosmos Motion проведена обработка, отладка и тестирование модели. Модернизированная 3D модель предназначена для компьютерного моделирования процесса динамического уравновешивания крыльчатки с ротором электродвигателя двумя автобалансирами.

**автобалансир, осевой вентилятор, динамический дисбаланс, автобалансировка, компьютерное моделирование**

**Вступ.** У виробництві сільськогосподарських машин, насінняосушних, насінняочисних, насіннязберігаючих, насіннявисівних тощо знайшли широке застосування осьові вентилятори [1-5]. Такі машини працюють у несприятливих умовах, через що відбуваються деформації лопатей крильчатки, її перекіс, налипання бруду на лопаті, їх абразивне зношування тощо. Все це призводить до появи значного дисбалансу, що постійно змінюється. Тому їх доцільно автоматично зрівноважувати на ходу у процесі експлуатації пасивними автобалансирами (АБ) [6, 7].

В роботі [8] запропоновано статично зрівноважувати крильчатку осьового вентилятора одним кульовим АБ, розташованим у її обтічнику. В роботі [9] цей процес був досліджений комп'ютерним 3D моделюванням із застосуванням САПР SolidWorks і її модуля Cosmos Motion [10] за методикою, розробленою у роботі [11]. Але статичного автобалансування може виявитися недостатньо, бо крильчатка може одержувати під час роботи вентилятора певний перекіс. Тому доцільно дослідити процес динамічного зрівноважування крильчатки разом з ротором електродвигуна двома кульовими АБ, діючими у двох паралельних площинах корекції.

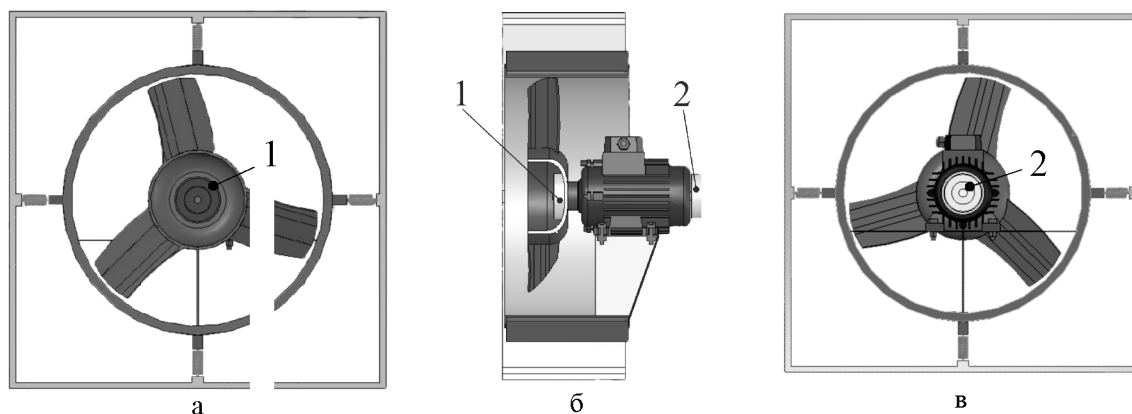
Відомо, що динамічно зрівноважити можливо тільки довгий жорсткий ротор [7]. Крильчатка осьового вентилятора сама по собі є коротким ротором, але в роботі [12]

було встановлено, що короткий ротор динамічно поводить як довгий за умови його встановлення у важкий в'язко-пружно закріпленій корпус. В роботі [13] був запропонований спосіб динамічного зрівноваження коротких роторів, встановлених у в'язко-пружно закріпленій корпус. Експериментальні дослідження на спеціально створеному стенді [14] підтвердили працездатність способу і його застосовність для осьових вентиляторів.

У даній роботі із застосуванням САПР SolidWorks і її модуля Cosmos Motion створюється 3D модель, призначена для дослідження процесу динамічного зрівноваження двома автобалансирами крильчатки і електродвигуна осьового вентилятора.

**1. Створення комп'ютерної моделі.** Модернізується існуюча 3D модель промислового осьового вентилятора ВО 06-300 №4 з кульовим АБ у обтічнику крильчатки [9] шляхом встановлення другого АБ на хвостовику вала електродвигуна. Параметри другого АБ (балансувальна ємність, радіус бігової доріжки, діаметри і кількість куль) розраховані за методикою, наведеною у роботі [14].

На першому етапі у SolidWorks було створено деталі другого АБ (рис. 2). Вони додаються в складальну одиницю (рис. 1) з використанням інструментів спряження – “Концентричность”, “Совпадение” “Касательность” для відповідних окружностей, поверхонь, площин, осей і точок. За допомогою інструмента спряження “Концентричность”, внутрішня окружність корпусу АБ спрягається з зовнішньою окружністю валу електродвигуна. За допомогою інструменту спряження “Касательность”, який застосовується по два рази для кожної кулі, забезпечується дотичність між поверхнями куль і поверхнями бігової доріжки в другому АБ.

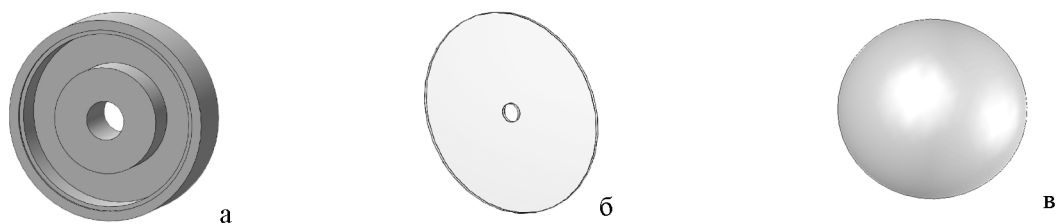


1 – АБ крильчатці; 2 – АБ хвостовику

а – вид спереду; б – вид збоку (розріз); в – вид ззаду

Рисунок 1 – Модернізована комп'ютерна модель осьового вентилятора

Наступним етапом є накладання за допомогою модуля Cosmos Motion кінематичних в'язей на рух створених деталей. Корпус нового АБ (рис. 2, а), його кришку (рис. 2, б) і кулі (рис. 2, в) приймаємо як рухомі деталі (Moving Part). За допомогою в'язі “Fixed Joint” задається фіксоване положення АБ відносно валу електродвигуна. А при застосуванні в'язі типу петля “Revolute Joint” задається обертання АБ разом з валом електродвигуна навколо осі валу. Рух куль задається за допомогою в'язі “Касательность”, яка надає кулям можливість рухатися в середині корпусу АБ, доторкаючись до нижньої і бічної граней. За допомогою в'язі “Fixed Joint ” задається фіксоване положення кришки на корпусі АБ.



а – корпус АБ; б – кришка; в – куля

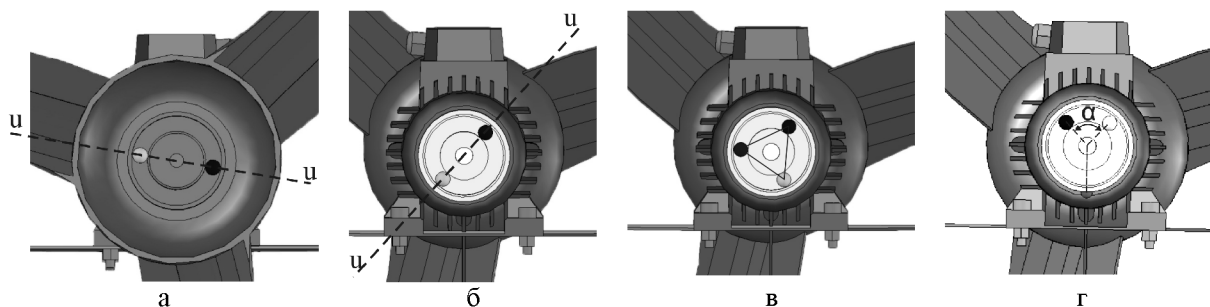
Рисунок 2 – Деталі АБ у хвостовику електродвигуна

Останнім етапом обробки складальної одиниці є задання силових взаємодій між новими деталями. В'язкі сили опору, що перешкоджають відносному рухові куль моделюються для кожної кулі двома демпферами за допомогою інструменту "Damper", а саме – поступальних демпферів (Translational Damper) з лінійними характеристиками. Демпфери зв'язують центри куль з точками, які відносно корпусу АБ є нерухомими. Величини коефіцієнтів сил опору демпферів однакові і підбирається так, щоб кулі під дією сил ваги після декількох коливань скачувалися у нижню частину корпусу АБ.

Модернізована модель дозволяє вивчати процес динамічного зрівноваження крильчатки осьового вентилятора у зборі із ротором електродвигуна двома кульовими АБ, зокрема досліджувати вплив зміни певних параметрів системи на час настання автобалансування.

**2. Налаштування і тестування комп'ютерної моделі.** Перевірка комп'ютерної моделі проводиться на найпростіших тестових задачах, розв'язки яких відомі, а результати моделювання легко інтерпретуються.

Тест. 1 – проводиться при відсутності дисбалансів у площинах АБ. Перевіряється працездатність моделі шляхом запуску вентилятора із різною кількістю однакових куль в АБ (рис. 3, а-в). В цьому випадку після настання автобалансування кулі повинні розташуватися так, щоб не утворювати дисбалансу. При двох кулях з часом вони вибудовуються по прямій лінії (рис. 3, а, б), при трьох - утворюють правильний трикутник (рис. 3, в), що відповідає теорії кульових АБ. Як видно (рис. 3, а, б) поведінка куль в АБ в обтічнику подібна до поведінки куль в АБ на хвостовику.



а – АБ з двома кулями в обтічнику крильчатки; б – АБ на хвостовику ротора з двома, в – трьома кулями; г – АБ з двома кулями на хвостовику ротора при наявності дисбалансу

Рисунок 3 – Положення куль в АБ після настання автобалансування у випадках

Тест 2 – проводиться при наявності чи відсутності дисбалансів у площинах корекції АБ, та двох чи трьох кулях в кожному АБ наступним чином. Дисбаланс послідовно встановлюється спочатку тільки в одній площині, потім – тільки в другій, і у решті решт – у двох площинах зрівноваження одночасно. При цьому за наявністю дисбалансу в площині корекції АБ у ньому встановлюються 2 кулі, а при відсутності – 2 або 3.

Результати тестів наступні:

- кожен АБ зменшує дисбаланс безпосередньо в своїй площині корекції, тобто в кожній площині автобалансування настає не залежно одна від одної;
- при відсутності дисбалансу в площині корекції певного АБ, як і в тесті 1, дві кулі вибудовуються по прямій лінії, три – утворюють правильний трикутник;
- при наявності дисбалансу у площині корекції певного АБ його кулі вибудовуються навпроти дисбалансу і розходяться рівно на такий кут  $\alpha$ , щоб його зрівноважити (рис. 3, г).

Налагоджування моделі і її тестування забезпечують достовірність отриманих результатів при подальшому моделюванні.

### 3. Дослідження впливу на час настання автобалансування сил ваги і параметрів дисбалансу

**Вплив на час настання автобалансування сил ваги.** Відсутність сил ваги відповідає вертикальному розташуванню осі обертання крильчатки, а наявність – горизонтальному. Умови проведення випробовувань і їх результати наведені у табл. 1. З табл.1 видно, що в більшості випадків сили ваги збільшують час настання автобалансування, так як вони намагаються тримати кулі у нижній частині АБ, чим заважають розбігу куль. Також було встановлено, що при відсутності сил ваги початковий кут між векторами дисбалансів у різних площинах (параметри дисбалансу) не впливає на швидкість настання автобалансування, а при наявності – дещо впливає.

Таблиця 1 – Вплив гравітації на час настання автобалансування

№ експерименту	Кількість куль		Наявність дисбалансів, кут між ними, град			Час настання автобалансування (с) при			
						відсутності гравітації		наявності гравітації	
	АБп	АБз	АБп	АБз	Кут	АБп	АБз	АБп	АБз
1	3	3	-	-	-	3.0	3.0	4.0	4.0
2	3	2	-	+	-	3.0	5.5	4.0	6.0
3	2	3	+	-	-	5.5	3.0	5.5	4.0
4	2	2	+	+	0	6.0	5.5	5.5	7.0
5	2	2	+	+	90	6.0	5.5	5.0	6.5
6	2	2	+	+	180	6.0	5.5	5.5	5.5

**Вплив на час настання автобалансування модулів дисбалансів та кута між їх векторами при наявності сил ваги** Умови проведення випробовувань і їх результати наведені у табл. 2.

Таблиця 2 – Вплив параметрів дисбалансу на час настання автобалансування

№ експерименту	Дисбаланс: кут, град; маса, г			Час настання автобалансування, с	
	Кут	АБп	АБз	АБп	АБз
1	-	-	-	4.0	4.0
2	0	8	6	6.0	7.0
3		6	8	5.5	5.5
4	90	8	6	5.0	6.5
5		6	8	5.0	5.5
6	180	8	6	6.0	6.0
7		6	8	5.5	5.5

З табл. 2 видно, що наявність дисбалансу збільшує час настання автобалансування на 20 – 42 %. Кут між векторами дисбалансів дещо впливає на швидкість настання автобалансування, але цей вплив не значний.

### Висновки.

1. Створена 3D модель промислового осьового вентилятора ВО 06-300 №4 з кульовими АБ у обтічнику крильчатки і на хвостовику вала електродвигуна призначена для дослідження процесу динамічного зрівноваження двома автобалансирами крильчатки і ротора електродвигуна;
2. Із застосуванням 3D моделі можна проводити як окремі віртуальні експерименти, так і багато- чи повнофакторні.
3. Проведені експерименти дозволяють заключити, що:
  - АБ зрівноважують дисбаланс кожен у своїй площині не залежно один від одного;
  - сили тяжіння збільшують час настання автобалансування;
  - збільшення маси дисбалансу збільшує час настання автобалансування;
  - при горизонтальному розташуванні осі обертання крильчатки спостерігається певний вплив кута між векторами дисбалансів у двох площинах на швидкість настання автобалансування.

### Список літератури

1. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / Бурков А.И., Сычугов Н.П. – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
2. Гержой А.П., Самочетов В.Д. Зерносушение и зерносушилки. М.: Хлебоиздат, 1967. – 250 с.
3. Висівні апарати сівалок (еволюція конструкцій, розрахунки параметрів) [Текст] : посібник для студ. вищих навч. закл. із спец. "Машини та обладнання с.-г. виробництва" / П. В. Сисолін, М. О. Свірень ; Кіровоградський національний технічний ун-т. - Кіровоград : [б.в.], 2004. - 160 с.
4. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування [Текст] : підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. "Машини та обладнання с.-г. виробництва" / ред. М. І. Черновол. Машини для рільництва, Кн. 1 / П. В. Сисолін, В. М. Сало, В. М. Кропівний. - К. : Урожай, 2001. - 384 с.
5. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування [Текст] : підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. "Машини та обладнання с.-г. виробництва" / ред. М. І. Черновол. Машини для рільництва, Кн. 2 / П. В. Сисолін, Т. І. Рибак, В. М. Сало. - К. : [б.в.], 2002. - 364 с.
6. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия / Гусаров А.А. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
7. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Філімоніхін Г.Б. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
8. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження крильчаток осьових вентиляторів пасивними автобалансирами / Філімоніхін Г.Б. Яцун В.В. // Збірник наукових праць КНТУ. – 2007, вип. 18. - С. 8–13.
9. Філімоніхін Г.Б. Числове моделювання процесу зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В. // Вісник гірничого університету. – 2008. №10.- С. 72–77.
10. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 784 с.
11. Філімоніхін Г.Б. Дослідження процесу зрівноважування ротора двомаятниковим автобалансиром із застосуванням програми Solid Works і модуля Motion / Філімоніхін Г.Б., Коваленко О.В. // Український міжвідомчий науково-технічний збірник «Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні». –2006. –Вип №40. –С. 254–261.
12. Філімоніхін Г.Б. Стійкість основних рухів системи – ротор з нерухомою точкою, корпус і автобалансир / Г.Б.Філімоніхін, В.В.Гончаров // “Східно-європейський журнал передових технологій“, 2011, Вип. 2/3 (50).- С. 18–22.
13. Пат. 74641 України на корисну модель, МПК G01M 1/32 (2006.01), F04D 29/66 (2006.01), Спосіб динамічного балансування жорсткого ротора пасивними автобалансирами / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В., Олійніченко Л.С.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – № u201203307; заявл. 20.03.2012; опубл. 12.11.2012, Бюл. №21.
14. Філімоніхін Г.Б. Експериментальне визначення ефективності динамічного зрівноваження кульовими автобалансирами крильчатки осьового вентилятора / Г.Б.Філімоніхін, Л.С.Олійніченко // Український міжвідомчий н.-т. Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні“, Львів: НУ «Львівська політехніка», 2011.- Вип. №45.- С. 496-503.

**Lubov Olijnichenko, Gennady Filimonikhin**

*Kirovograd national technical university*

**Computer model of process of an automatic dynamic balancing by two auto-balancer of impeller of axial fan**

We study the process of dynamic balancing of the axial fan impeller by two ball auto-balancers whis using SolidWorks CAD software and its module Cosmos Motion.

For this were upgraded computer model of an axial fan with ball auto-balancer in the radome of fan by installing a second auto-balancer on a shaft of the engine. Thus with the help of CAD SolidWorks were created the parts of second auto-balancer and added to the assembly. With the module Cosmos Motion were set kinematic relations and interaction force between the parts of the new auto-balance.

Debugging and testing of a computer model was conducted of elementary problems whose solutions are known and the simulation results are easily interpreted. As a result the resulting model is the computer analog of the full-scale stand with the same characteristics. It is suitable for the virtual multi- factorial and full- factorial experiments to select the optimal parameter values of fan and auto-balancers.

With using of the created model were investigated the effect of gravity and the parameters of an imbalance in the auto-balancing process.

**auto-balancer, axial fan, dynamic imbalance, auto-balancing, computer modeling**

Одержано 31.10.13

**УДК 534.1**

**В.П. Ольшанский, проф., д-р физ.-мат. наук, С.В. Ольшанский, кан. физ.-мат. наук**  
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. Петра Василенко*

## **ВБК-метод в расчётах колебаний механизмов с переменной массой звеньев**

Показано, что при определённых ограничениях ВБК-метод позволяет с высокой точностью провести расчёт в элементарных функциях затухающих колебаний системы с одной степенью свободы, когда точное решение задачи динамики выражается через функции Бесселя нецелого индекса.  
**колебания, осциллятор переменной массы, ВБК-метод, функции Бесселя**

**В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський**

*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка*

**ВБК-метод в розрахунках коливань механізмів зі змінною масою ланок**

Показано, що за певних обмежень ВБК – метод дозволяє з високою точністю провести розрахунок в елементарних функціях затухаючих коливань системи с одним ступенем свободи, коли точний розв'язок задачі динаміки виражається через функції Бесселя нецілого індексу.  
**коливання, осцилятор змінної маси, ВБК-метод, функції Бесселя**

**Введение.** В земледелии используют сельскохозяйственные машины и механизмы с переменной массой или упругостью звеньев. Исследование динамических свойств таких элементов конструкций относится к актуальным научно-прикладным задачам. Это, в своё время подчёркивал основоположник земледельческой механики академик В.П. Горячкин. Вот, что писал по этому поводу его лучший ученик академик

И.И. Артоболевский в предисловии к монографии [1]. “Вопрос о динамическом исследовании механизмов с учётом переменности масс звеньев и обрабатываемого продукта в общей постановке возникал ещё в 20-х годах прошлого столетия, когда выдающийся русский учёный академик В.П. Горячкин, развивая вопросы теории сельскохозяйственных машин, рассматривал взаимодействие исполнительного органа – орудия и обрабатываемого объекта – среды. Уже тогда В.П. Горячкин формулировал механику рабочих сред, как механику тел и сред переменной массы”. Но В.П. Горячкин не успел разработать математический аппарат для решения задач в теории механических систем с переменной массой. Позже эту проблему в значительной мере решили учёные, работавшие в области ракетодинамики и машиноведения. Но некоторые вопросы динамики механизмов с переменной массой ещё ждут своего решения. Оно становится возможным благодаря развитию эффективных аналитических и численных (компьютерных) методов.

При исследовании динамики механизмов с переменной массой звеньев приходится решать дифференциальные уравнения с монотонно переменными коэффициентами [1]. Решения таких уравнений, в отдельных случаях, удаётся выразить в функциях Бесселя вещественного индекса и аргумента [2,3,4,5]. Чтобы получить приближённые решения в элементарных функциях в монографии [1] уравнение движения с переменными коэффициентами на малых промежутках времени заменяют уравнениями с постоянными коэффициентами и применяют полученные решения. Физически это означает замену непрерывного изменения массы или жёсткости звеньев на кусочно-постоянное изменение, со скачками значений параметров на краях промежутков разбиения. Но в отдельных случаях, более просто, приближённый расчёт колебаний системы переменных параметров можно провести в элементарных функциях с помощью ВБК-метода. Этот метод приводит к компактным решениям при наличии в уравнении колебаний большого параметра. Обычно такой безразмерный большой параметр есть в уравнениях движения при медленном изменении массы или жёсткости за один период колебаний.

**Основные зависимости метода ВБК [6].** Метод позволяет построить приближённые фундаментальные решения  $y_1(t)$  и  $y_2(t)$  дифференциального уравнения с переменными коэффициентами:

$$\ddot{y} - [\rho^2 f(t) + \varphi(t)]y = 0, \quad (1)$$

в котором  $\rho$  – безразмерный большой параметр; точкой обозначены производные по времени  $t$ . Фундаментальные решения выражаются интегралами:

$$y_j(t) = \exp\left(\int v_j(t) dt\right), \quad j = \overline{1, 2}, \quad (2)$$

где

$$v_{1,2} = \pm \rho u_0 + u_1 \pm \frac{1}{\rho} u_2 + O\left(\frac{1}{\rho^2}\right); \quad u_0 = \sqrt{f(t)}; \quad (3)$$

$$u_1 = -\frac{\dot{u}_0}{2u_0}; \quad u_2 = \frac{\varphi(t) - \dot{u}_1 - u_1^2}{2u_0}.$$

Предполагаем, что в рассматриваемой области изменения  $t$  функция  $f(t) \neq 0$ .

**Моделирование затухающих колебаний осциллятора линейно-переменной массы.** Движение осциллятора описываем уравнением:

$$m_0(1 + \gamma t)\ddot{x} + (m_0\gamma\varepsilon + \mu)\dot{x} + cx = m_0\gamma gt. \quad (4)$$

Здесь  $m_0$  – начальная масса осциллятора;  $m_0\gamma$  – скорость изменения массы во времени;  $0 \leq \varepsilon \leq 1$  – коэффициент, определяющий какая часть массы идёт на создание реактивной силы;  $\mu$  – коэффициент вязкого линейного сопротивления среды;  $c$  – коэффициент жёсткости пружины;  $g$  – ускорение свободного падения;  $x = x(t)$  – вертикальное перемещение осциллятора по оси  $ox$ , направленной вниз; отсчёт перемещения ведём от положения статического равновесия системы под действием начального веса  $m_0g$ .

Уравнение (4) решаем при начальных условиях:

$$x(0) = x_0; \quad \dot{x}(0) = \dot{x}_0. \quad (5)$$

Заметим, что эта задача Коши, при  $g = 0$ , решена в [2] с помощью функций Бесселя нецелого индекса.

Введением новой переменной  $\xi = 1 + \gamma t$  уравнение (4) и начальные условия (5) преобразуем к виду:

$$\frac{d^2x}{d\xi^2} + \frac{\lambda}{\xi} \frac{dx}{d\xi} + \frac{\omega_0^2 x}{\gamma^2 \xi} = \frac{g}{\gamma^2} \frac{\xi - 1}{\xi}; \quad (6)$$

$$x|_{\xi=1} = x_0; \quad \dot{x}|_{\xi=1} = \dot{x}_0. \quad (7)$$

$$\text{Здесь } \lambda = \frac{m_0\gamma\varepsilon + \mu}{m_0\gamma}; \quad \omega_0 = \sqrt{c/m_0}.$$

Решение уравнения (6) представляем суммой

$$x(\xi) = z(\xi) + \frac{gm_0}{c} \left( \xi - 1 - \frac{\lambda m_0 \gamma^2}{c} \right). \quad (8)$$

Для определения функции  $z(\xi)$  получаем однородное уравнение

$$\frac{d^2z}{d\xi^2} + \frac{\lambda}{\xi} \frac{dz}{d\xi} + \frac{\omega_0^2}{\gamma^2} \frac{z}{\xi} = 0. \quad (9)$$

Полагая в (9)

$$z = y \exp\left(-\frac{1}{2} \int \frac{\lambda}{\xi} d\xi\right) = y \xi^{-\lambda/2},$$

приходим к уравнению (1), в котором:

$$\rho = \frac{\omega_0}{|\gamma|}; \quad f(t) = -\frac{1}{\xi}; \quad \varphi(t) = \frac{\lambda}{2\xi^2} \left( \frac{\lambda}{2} - 1 \right).$$

Тогда, согласно (2) и (3):

$$u_0 = \frac{i}{\sqrt{\xi}}; \quad u_1 = \frac{1}{4\xi}; \quad u_2 = \frac{i}{4\xi^{3/2}} \left( \lambda - \frac{\lambda^2}{2} - \frac{3}{8} \right), \quad i = \sqrt{-1};$$

$$v_{1,2} = \frac{1}{4\xi} \pm i \left[ \frac{\rho}{\sqrt{\xi}} + \frac{1}{4\rho\xi^{3/2}} \left( \lambda - \frac{\lambda^2}{2} - \frac{3}{8} \right) \right];$$

$$y_{1,2} = \xi^{1/4} \exp \left[ \pm i \left( 2\rho\sqrt{\xi} - \frac{1}{2\rho\sqrt{\xi}} \left( \lambda - \frac{\lambda^2}{2} - \frac{3}{8} \right) \right) \right].$$

В результате фундаментальные решения уравнения (9), в рассмотренном приближении, принимают вид:

$$z_1 = \eta^\beta \cos \left( \eta - \frac{1}{\eta} \left( \lambda - \frac{\lambda^2}{2} - \frac{3}{8} \right) \right); \quad z_2 = \eta^\beta \sin \left( \eta - \frac{1}{\eta} \left( \lambda - \frac{\lambda^2}{2} - \frac{3}{8} \right) \right). \quad (10)$$

$$\text{Здесь } \beta = \frac{1}{2} - \lambda; \quad \eta = 2\rho\sqrt{\xi} = \frac{2\omega_0}{|\gamma|}\sqrt{\xi}.$$

Упростим (10) для случаев, когда  $\rho \gg 1$ . Отбрасывая слагаемые высшего порядка малости, получаем:

$$z_1 = \eta^\beta \cos(\eta - \eta_0); \quad z_2 = \eta^\beta \sin(\eta - \eta_0); \quad \eta_0 = \frac{2\omega_0}{|\gamma|}. \quad (11)$$

Разности  $\eta - \eta_0$  в аргументы тригонометрических функций ввели вместо  $\eta$  для удобства определения произвольных постоянных в общем решении, поскольку теперь при  $\eta = \eta_0$ :  $z_1 = \eta_0^\beta$ ,  $z_2 = 0$ .

Учитывая (8) и (11), записываем приближённое общее решение уравнения (6) в элементарных функциях:

$$x(\eta) = \eta^\beta \left[ c_1 \cos(\eta - \eta_0) + c_2 \sin(\eta - \eta_0) \right] + \frac{gm_0}{c} \left( \frac{\eta^2}{\eta_0^2} - 1 - \frac{\lambda m_0 \gamma^2}{c} \right). \quad (12)$$

Постоянные  $c_1$  и  $c_2$  определяем из начальных условий (7). Находим, что

$$c_1 = \frac{1}{\eta_0^\beta} \left[ x_0 + \lambda g \left( \frac{m_0 \gamma}{c} \right)^2 \right]; \quad c_2 = \frac{2}{\eta_0^{\beta+1}} \left[ \frac{\dot{x}_0}{\gamma} - \frac{m_0 g}{c} \right] - \frac{\beta c_1}{\eta_0}; \quad (13)$$

Выражения (12) и (13) позволяют вычислить перемещения осциллятора для любого времени  $t$ . Амплитуды колебаний пропорциональны множителю

$$\eta^\beta = \left[ \frac{2\omega_0}{|\gamma|} \sqrt{1 + \gamma t} \right]^\beta. \quad (14)$$

Выясним, как влияет на изменение амплитуды колебаний реактивная сила без учёта вязкого сопротивления, когда  $\mu = 0$ ,  $\beta = \frac{1}{2} - \varepsilon$ . В случае отсутствия реактивной силы:  $\varepsilon = 0$ ,  $\beta = 1/2$ . Из (14) следует, что в этом случае возрастание массы сопровождается увеличением амплитуд колебаний, а убывание массы – их уменьшением. При учёте реактивной силы, когда  $\varepsilon = 1$ ,  $\beta = -1/2$  происходит обратное, т.е. увеличение массы сопровождается убыванием амплитуд колебаний, а уменьшение массы – их возрастанием. Выводы аналогичного характера также получены в [1] и [7], в результате анализа нестационарных колебаний асимптотическим методом Ю.А. Митропольского. Отдельного внимания заслуживает случай, когда коэффициент реактивности  $\varepsilon = 1/2$ . Для него  $\beta = 0$  и колебания происходят с постоянной амплитудой. В среде с вязким сопротивлением такие колебания имеют место, когда

$$\varepsilon = \frac{1}{2} - \frac{\mu}{m_0 \gamma}.$$

Таким образом, изменение амплитуд колебаний во времени зависит от соотношения между реактивной силой и силой вязкого сопротивления среды.

**Результаты расчётов и их анализ.** С целью проверки точности приближённых решений (12), (13) сопоставим результаты, полученные по указанным формулам и численным интегрированием дифференциального уравнения (4) при начальных условиях (5). Для проведения расчётов принимаем  $m_0 = 100$  кг;  $c = 4 \cdot 10^4$  Н/м;  $\varepsilon = 0,5$ ;  $x_0 = 0,005$  м;  $\dot{x}_0 = 0,005$  м/с;  $\gamma = -0,1$  с<sup>-1</sup> и  $\mu = 100$  кг/с.

В таблице представлено результаты численного интегрирования уравнения (4) (числители) и результаты, полученные при помощи приближённой формулы (12) (знаменатели).

Таблица – Сравнение результатов численного и аналитического решений

$t, c$	0,25	0,50	1,00	1,50	2,0	2,5	3,0
$x, м$	<u>0,0003</u>	<u>-0,0044</u>	<u>-0,0024</u>	<u>-0,0016</u>	<u>-0,0053</u>	<u>-0,0073</u>	<u>-0,0080</u>
	0,0007	-0,0041	-0,0024	-0,0014	-0,0051	-0,0071	-0,0078

Результаты из таблицы соответствуют о высокой точности приближённого решения.

Рассмотрим, как влияет величина коэффициента изменения массы  $\gamma$  на перемещения осциллятора. На рис. 1 нанесены зависимости перемещения  $x$  от времени  $t$  при  $\gamma = -0,1; -0,2; -0,3 c^{-1}$ , что соответствует цифрам 1,2,3. С возрастанием скорости убывания массы, смещения центра масс осциллятора вверх увеличиваются.

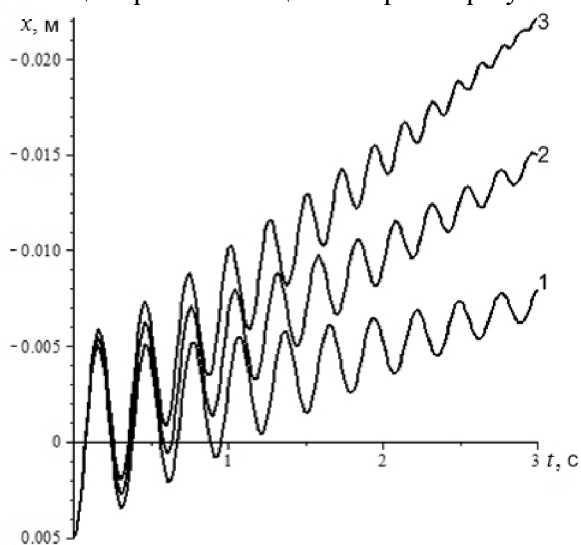


Рисунок 1 – Зависимость перемещения  $x$  от времени  $t$  при  $\gamma < 0$

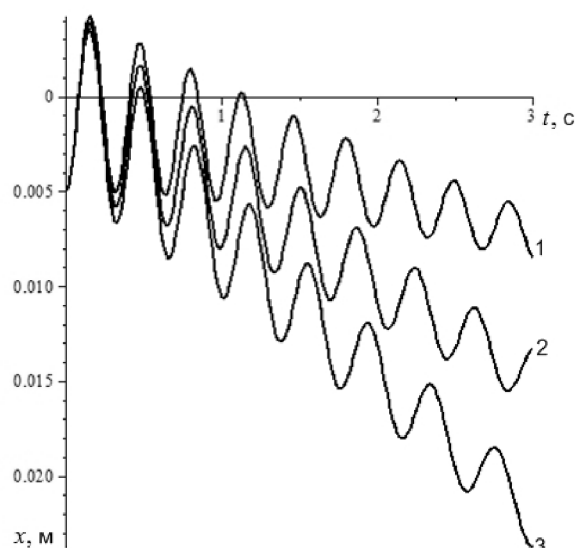


Рисунок 2 – Зависимость перемещения  $x$  от времени  $t$  при  $\gamma > 0$

На рис. 2 нанесены графики перемещения  $x$  во времени  $t$  при  $\gamma = 0, 1; 0, 2; 0, 3 \text{ с}^{-1}$ , что соответствует цифрам 1, 2, 3. Поскольку в расчётах  $\mu = \text{const}$ , то при  $\gamma > 0$  колебания затухают более медленно.

**Выводы.** Проведенный анализ приводит к следующим выводам:

1. ВБК-метод с хорошей точностью описывает затухающие колебания осциллятора без привлечения к расчёту функций Бесселя;
2. Вследствие изменения веса осциллятора вертикальные колебания приходится отсчитывать от подвижного уровня.
3. При постоянном коэффициенте вязкого сопротивления колебания в осцилляторе убывающей массы затухают более быстро, чем в осцилляторе возрастающей массы.

### Список литературы

1. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев. / А.П. Бессонов – М.: Наука, 1967. – 280с.
2. Cveticanin L. Dynamics of Machines with Variable mass / L. Cveticanin. Taylor & Francis Ltd. – 1998. – 300р.
3. Светлицкий В.А. Сборник задач по теории колебаний / В.А. Светлицкий, И.В. Стасенко – М.: Высшая школа, 1973. – 456 с.
4. Ольшанський В.П. Вільні коливання осцилятора змінної маси. / В.П. Ольшанський, С.В. Ольшанський // Вібрації в техніці та технологіях. Всеукр. наук. техн. журнал. – Вінниця. – Вип. 2 (70), 2013. – С. 57-59.
5. Ольшанский В.П. Моделирование колебаний осциллятора линейно-переменной массы при импульсном нагружении / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вісник НТУ “ХПІ”: Математичне моделювання в техніці та технологіях, – 2013, № 37 (1010). – С. 125-130.
6. Камке Э. Справочник по обыкновенным дифференциальным уравнениям / Э. Камке – М.: Наука, 1976. – 576 с.
7. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания деформируемых систем / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1977. – 340 с.

**Vasily Olshanskii, S. Olshanskii**

*Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*

#### **WBK-method in the calculation of vibration machines with variable mass units**

The purpose of this paper is the construction of solutions of linear oscillator with variable mass by WBK, as well as the analysis of the results to which it leads.

It is shown that under certain restrictions WBK-method with high accuracy in a calculation of the elementary functions of damped oscillations of a system with one degree of freedom, when the exact solution of the problem of the dynamics is expressed in terms of Bessel functions of non-integer index.

WBK - method with good accuracy the damped oscillations of the oscillator without involving the calculation of Bessel functions. Due to changes in the weight of the oscillator, the vertical oscillations have to be measured from the level of rolling stock. At a constant ratio of viscous resistance, the fluctuations in the oscillator decreasing weight decay more quickly than in the growing mass of the oscillator.

**oscillations, oscillator with variable mass, WBK-method, Bessel functions**

Получено 16.09.13

УДК 621. 9. 048. 4

**В.І.Носуленко, проф., докт. техн. наук, В.М.Шмельов, канд. техн. наук.**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Точність обробки за умов розмірної обробки електричною дугою

Описано особливості забезпечення необхідної точності за умов розмірної обробки електричною дугою (РОД). Показано, що спосіб РОД забезпечує необхідну точність виготовлення деталей машинобудування. Показано вплив основних технологічних характеристик процесу РОД та матеріалу електродів-інструментів на точність виготовлення деталей машинобудування.  
**точність виготовлення, електрична дуга, міжелектродний зазор, знос електрода-інструмента, динамічний тиск потоку робочої рідини, сила струму**

**В.И.Носуленко, В.Н.Шмелёв**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Точность обработки в условиях размерной обработки электрической дугой**

Описано особенности обеспечения необходимой точности в условиях размерной обработки электрической дугой. Показано, что способ размерной обработки электрической дугой обеспечивает необходимую точность изготовления деталей машиностроения. Показано влияние основных технологических характеристик процесса размерной обработки электрической дугой и материала электродов-инструментов на точность изготовления деталей машиностроения.  
**точность изготовления, электрическая дуга, межэлектродный зазор, износ электрода-инструмента, динамическое давление потока рабочей жидкости, сила тока**

При виготовленні деталей машинобудування до них пред'являються певні вимоги по точності виготовлення. При виготовленні деталей простої форми з легкооброблюваних матеріалів доцільно застосовувати методи звичайної обробки різанням.

При виготовленні деталей складної форми з важкооброблюваних матеріалів застосування обробки різанням веде до зростання собівартості виготовлення таких деталей, адже потребує для цього дорогого інструменту, який повинен мати твердість вищу за твердість оброблюваного матеріалу, а також необхідно використовувати велику кількість переходів, операцій та різноманітне обладнання.

В цьому зв'язку помітний інтерес являє виготовлення таких деталей методами електроерозійної обробки (ЕЕО). Традиційні методи ЕЕО (електроіскрова та електроімпульсна обробка, вирізання електрод-дротиною) дозволяють виготовляти такі деталі з використанням значно меншої кількості переходів та операцій на одному обладнанні без потреби використання дорогого інструменту.

Однак, традиційні методи ЕЕО володіють порівняно низькою продуктивністю обробки.

Альтернативою таким методам є спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД), який забезпечує значно вищу продуктивність в 5-10 разів [1]. Тому постає питання можливості використання цього способу для виготовлення деталей складної форми з важкооброблюваних матеріалів. При цьому треба враховувати, що вартість і стійкість електродів-інструментів (ЕІ) значною мірою визначають ефективність і економічну доцільність реалізації способу РОД.

Важливим питанням при використанні способу РОД є забезпечення необхідної точності обробки, адже в процесі обробки можливе відхилення обробленої поверхні від вихідного профілю ЕІ, що залежить від різних факторів.

Відхилення обробленої поверхні від вихідного профілю ЕІ в загальному вигляді може бути представлено як сума чотирьох відхилень в заданому напрямку:

$$\Delta_{\text{в\ddot{o}i}} = \Delta_a + \Delta_\delta + \Delta_{i\delta\epsilon} + \Delta_{i\delta} , \quad (1)$$

де  $\Delta_a$  – відхилення, що обумовлене неточністю виготовлення верстата і деформаціями його вузлів при роботі;

$\Delta_m$  – відхилення, що викликане тепловими деформаціями ЕІ і електрода-заготовки (ЕЗ);

$\Delta_{\text{нал}}$  – відхилення, яке обумовлене неточністю взаємного розташування (наладки) ЕІ і ЕЗ;

$\Delta_{\text{ер}}$  – відхилення, що пов'язане з процесом ерозії, та стійкістю ЕІ.

Відхилення  $\Delta_a$  викликано геометричною неточністю верстату та деформаціями при його роботі. Похибки, що викликані неточністю виготовлення верстата, можуть бути оцінені за нормами на геометричну точність верстата і, наприклад, для середніх глибин прошивання при звичайній точності виготовлення електроерозійних копіювально-прошивних верстатів для горизонтальних розмірів складають 0,01мм. Похибки, які викликані деформаціями вузлів верстата при його роботі, визначаються жорсткістю стола, станини і інструментальної головки і при застосуванні раціональної конструкції не будуть перевищувати 0,02мм.

Похибки, що викликані тепловими деформаціями ЕІ та заготовки  $\Delta_m$  можуть бути значно зменшені при охолодженні робочої рідини і аналогічно, як і при відомих способах ЕЕО [42, с.97], наприклад, при довжині обробленої поверхні 200мм орієнтовно складають 0,01мм.

Похибки, що викликані неточністю установки (наладки) ЕІ  $\Delta_{\text{нал}}$ , при застосуванні відповідних технологічних прийомів складають 0,01...0,02мм [2, с.98].

Похибки, що пов'язані з особливостями процесу ерозії  $\Delta_{\text{ер}}$ , обумовлені коливаннями величини міжелектродного зазору та зносом ЕІ. Коливання величини міжелектродного зазору пов'язані перш за все з коливаннями основних параметрів процесу (складу і швидкості потоку робочої рідини, напруги і струму обробки) на різних ділянках міжелектродного зазору і можуть досягати 0,05мм і більше. Відхилення, які викликані ерозійним зносом ЕІ, аналогічно як і при відомих способах ЕЕО, можуть бути заздалегідь враховані і шляхом раціональної побудови процесу обробки [195, с. 138] зведені до значень, що суттєво не впливають на точність обробки, наприклад, 0,02мм.

Фасонні поверхні, як відомо, задаються комбінацією горизонтальних та вертикальних розмірів. Відповідно, точність обробки визначається похибками цих розмірів. Сумарна похибка горизонтальних розмірів більше загальної похибки вертикальних розмірів [2, с. 100]. Тому точність обробки може бути визначена виходячи із сумарної похибки горизонтальних розмірів [2, с. 101] згідно виразу:

$$\Delta_{\text{в\ddot{o}i}} = \sqrt{\Delta_1^2 + \Delta_2^2 + \Delta_3^2 + \dots + \Delta_n^2} , \quad (2)$$

де  $\Delta_1^2, \Delta_2^2, \Delta_3^2, \dots, \Delta_n^2$  - складові сумарної похибки.

Величина допуску на оброблену деталь повинна бути більшою можливих похибок процесу обробки  $\Delta_{\text{сум}}$  і похибок розмірів ЕІ  $\Delta_{\text{ел}}$ , що виникають при його виготовленні. Тоді допуск на деталь може бути визначено [2, с. 102] згідно виразу:

$$f = \sqrt{\Delta_{\text{ндоі}}^2 + \Delta_{\text{ае}}^2} . \quad (3)$$

Величину допуску на ЕІ доцільно вибирати в межах 30...50% від величини похибки, що виникає в процесі обробки [2, с. 102].

Помітно на точність виготовлення деталей впливає стійкість ЕІ в процесі обробки. Стійкість ЕІ є функцією таких параметрів процесу, як матеріал і полярність електродів, склад і динамічний тиск потоку робочої рідини, напруга і струм розряду, міжелектродний зазор, форма і розміри електродів, гідродинамічний режим течі робочої рідини, який змінюється на різних ділянках електрода і т. і.

ЕІ для РОД виготовляються з тих же матеріалів і забезпечують таку ж стійкість, як і при відомих способах ЕЕО. Зокрема, ЕІ можуть бути виготовлені із графітованих матеріалів, наприклад, марки МПГ-7, сталі, сірого чавуну, міді, латуні, алюмінієвих сплавів і т.і., а їх об'ємний знос може коливатись в межах від сотих і десятих часток відсотка до 100% і більше.

Звичайно металеві електроди мають порівняно невисоку стійкість (за виключенням електродів на основі вольфраму), їх об'ємний знос звичайно не менше 20...30% і тому застосування таких електродів доцільне лише в тих випадках, коли їх знос не впливає на точність отриманих деталей, наприклад, при прошиванні наскрізних отворів, або ж коли це викликано технологічною необхідністю. Так, наприклад, при обробці твердих сплавів ЕІ із сірого чавуну забезпечують добру якість і високу продуктивність процесу.

На стійкість і на характер зносу металевих електродів значно впливає полярність електродів. Наприклад, стійкість латунних електродів при обробці сталей при прямій полярності приблизно в три рази вища, ніж при зворотній. Різним при зміні полярності є також характер зносу металевих ЕІ.

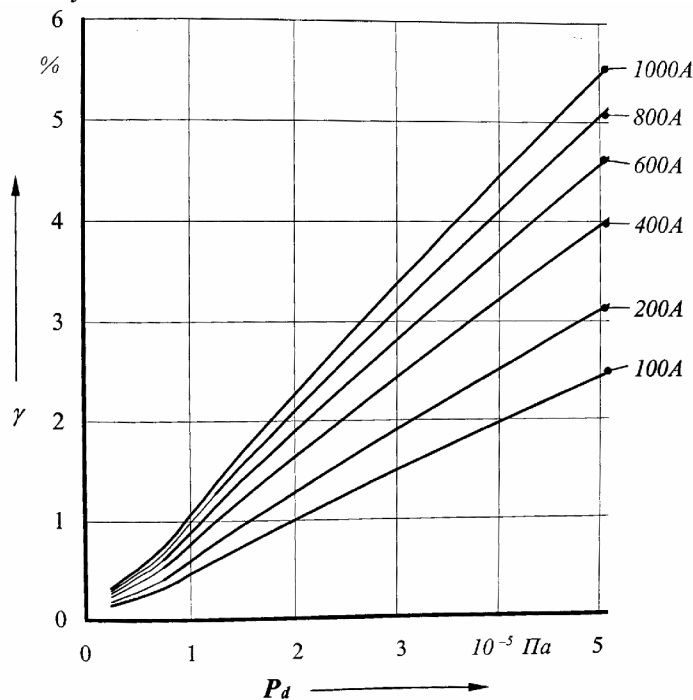


Рисунок 1 – Залежність об'ємного зносу  $\gamma$  ЕІ від  $I$  та  $P_d$

Найбільш високу стійкість, аналогічно як і при відомих способах ЕЕО, забезпечують ЕІ із графітізованих матеріалів типу МПГ-7 при застосуванні в якості робочих середовищ нафтопродуктів (масло, гас і т.і.) і при зворотній полярності електродів. Це підтверджується рисунком 1, де показано залежність об'ємного зносу  $\gamma$  ЕІ з матеріалу марки МПГ-7 при обробці сталі 5ХНТ від  $I$  та  $P_d$  при застосуванні в якості робочого середовища гасу (50%) і масла "Індустріальне-12" (50%), при застосуванні ЕІ з матеріалу МПГ-7, при  $I=100\dots1000\text{A}$ ,  $P_d= 0,01\dots0,5\text{МПа}$  і при зворотній полярності електродів, що визначається за формулою, %:

$$\gamma = 4,56 \cdot 10^{-6} I^{0,35} P_d^{0,89} . \quad (4)$$

Отримана залежність показує, що знос ЕІ визначається перш за все динамічним тиском потоку рідини  $P_d$  і меншою мірою струмом обробки  $I$ .

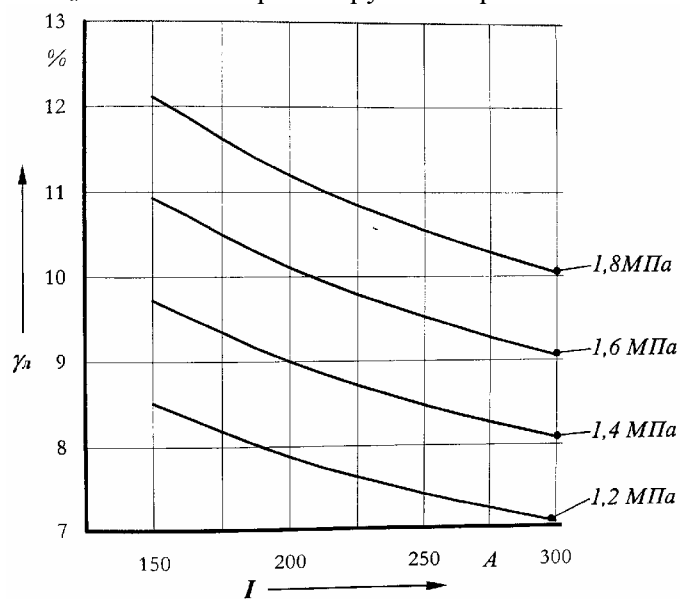


Рисунок 2 – Залежність лінійного зносу  $\gamma_l$  ЕІ від  $I$  та  $P_s$  для сплаву ВТЗ-1

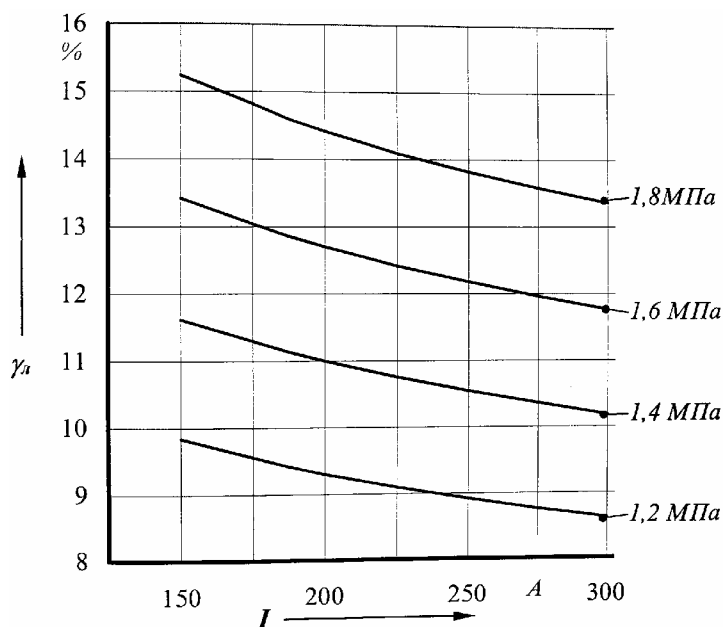


Рисунок 3 – Залежність лінійного зносу  $\gamma_l$  ЕІ від  $I$  та  $P_s$  для сталі 45

На рисунках 2 і 3 показано залежності лінійного зносу  $\gamma_{\text{л}}$  ЕІ з матеріалу марки МПГ-7 від  $I$  та  $P_s$  відповідно для сплаву ВТЗ-1 і сталі 45 при використанні в якості робочого середовища водопровідної води, які визначаються відповідно за формулами, %:

$$\gamma_{\text{л}} = 1,69 \cdot 10^{-4} I^{-0,27} P_s^{0,87}, \quad (5)$$

$$\gamma_{\text{л}} = 6,39 \cdot 10^{-6} I^{-0,19} P_s^{1,08}. \quad (6)$$

Отримані графіки підтверджують помітну залежність зносу ЕІ від статичного тиску робочої рідини  $P_s$  і менше — від струму обробки  $I$ . При цьому в зазначеному діапазоні режимів обробки лінійний знос ЕІ при обробці сплаву ВТЗ-1 порівняно зі сталлю 45 в 1,1... 1,2 рази менше.

Профіль формоутворюючої поверхні ЕІ будується згідно технологічних схем формоутворення, режимів обробки та схеми утворення міжелектродних зазорів. Розрахунок геометричної (розмірної) корекції ЕІ з врахуванням міжелектродного зазору, шорсткості поверхні та товщини зони термічного впливу здійснюється згідно існуючих методик ЕЕО [3, с. 101...110]. При реалізації технологічної схеми формоутворення по принципу прошивання з об'ємним копіюванням форми ЕІ можна виділити дві характерні групи ЕІ: для отримання наскрізних отворів і для профілювання поверхонь об'ємного фасонного профілю. ЕІ для отримання наскрізних отворів виготовляються у вигляді стержнів, поперечні перерізи яких являють собою еквіваленти відповідних перерізів отвору, який отримують; при цьому відстань між поверхнею ЕІ та стінками отвору, що отримують, дорівнює міжелектродному зазору. При одержанні фасонних об'ємних поверхонь контури профілю ЕІ є еквідистантами відповідних контурів оброблених поверхонь, окреслених на відстані міжелектродного зазору.

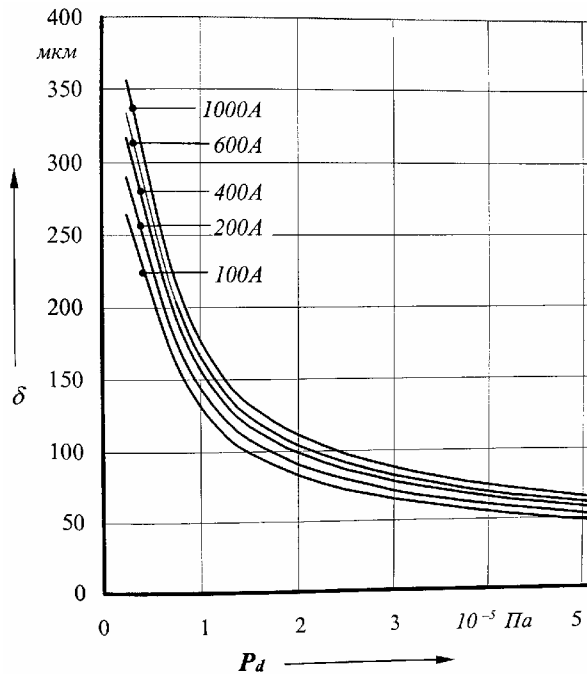


Рисунок 4 – Залежність міжелектродного зазору  $\delta$  ЕІ від  $I$  та  $P_d$

Міжелектродний зазор в умовах РОД є функцією таких параметрів, як матеріал і полярність електродів, склад і динамічний тиск потоку робочої рідини, напруга і струм розряду, гідравлічний режим течі робочої рідини. На рисунку 4 показано залежність величини міжелектродного зазору від  $I$  і  $P_d$  при обробці сталі 5ХНТ ЕІ із матеріалу МПГ-7 при напрузі на дузі  $U=40$  В, при використанні в якості робочої рідини гасу

(50%) і масла “Індустріальне-І2” (50%), при  $I=100\dots400\text{A}$ ,  $P_d=0,01\dots0,5\text{МПа}$  і при зворотній полярності електродів, що визначається за формулою, мкм:

$$\delta = 29195,12I^{0,13}P_d^{-0,54}. \quad (7)$$

На рисунках 5 і 6 показано залежність міжелектродного зазору  $\delta$  від струму  $I$  і статичного тиску робочої рідини  $P_s$  на вході в міжелектродний зазор відповідно для сплаву ВТЗ-1 і сталі 45, що визначаються відповідно за формулами, мкм:

$$\delta = 2336,92I^{0,31}P_s^{-0,3}, \quad (8)$$

$$\delta = 1,57 \cdot 10^6 I^{0,2}P_s^{-0,72}. \quad (9)$$

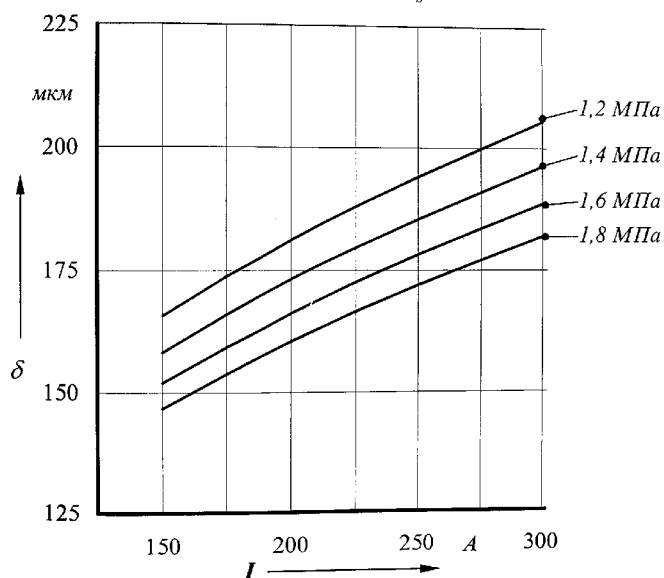


Рисунок 5 – Залежність міжелектродного зазору  $\delta$  ЕІ від  $I$  та  $P_s$  для сплаву ВТЗ-1

Оптимальною є реалізація процесу при мінімальних міжелектродних зазорах. Проте при цьому різко зростає тиск робочої рідини, що не бажано. Звичайно величина міжелектродного зазору коливається в межах 0,1...0,2мм.

Розрахунки та виготовлення ЕІ для РОД здійснюється, певною мірою, як при відомих способах ЕЕО [3, с.131...188].

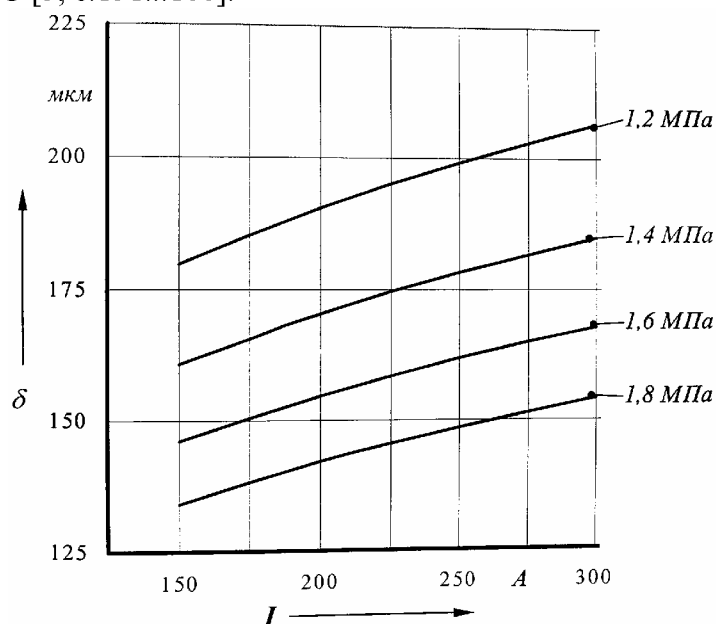


Рисунок 6 – Залежність міжелектродного зазору  $\delta$  ЕІ від  $I$  та  $P_s$  для сталі 45

Враховуючи вище зазначене, точність обробки за умов РОД стосовно копіювально-прошивних операцій при розмірах оброблених поверхонь до 100мм коливається в межах 0,02...0,2мм, що відповідає звичайній точності інструментальних робіт. Отже, в загальному підсумку, треба зазначити, що спосіб РОД являє собою високоефективну альтернативу традиційним способам обробки різанням та ЕЕО при виготовленні деталей складної форми з важкооброблюваних матеріалів, адже дозволяє виготовляти їх з високою продуктивністю та з необхідною точністю обробки.

## Список літератури

1. Носуленко В. І. Розмірна обробка металів електричною дугою: Автореф. дис. д-ра техн. наук: 05.03.07. /Кіровоградський держ. техн. ун-т. – К., 1999. – 32 с.
2. Левинсон Е. М. Электроразрядная обработка металлов / Левинсон Е. М. и др. – Л.: Машиностроение, 1975.
3. Лившиц А.Л. Электроэрозионная и электрохимическая обработка. Часть 1./ Под ред. Лившица А.Л., Рома А.М. – М.: НИИМАШ, 1980. – 224 с.

**Viktor Nosulenko, Vitaly Shmelyov**

*Kirovograd national technical university*

### **Accuracy of processing in the conditions of dimensional processing by an electric arch**

Investigation of possibilities of the method of dimensional processing of an electric arc to obtain the mechanical parts of the complex form of difficult materials with the necessary requirements of accuracy.

Describes the research of different factors on the accuracy of machining. It is shown that the accuracy of manufacturing of details influenced by factors such as: the accuracy of the equipment; thermal deformations of the electrode and the detail; the inaccuracy of the mutual location of the electrode and the detail; the processes related to erosion. When designing the electrode-tool, you need to take into account its depreciation during the manufacture of detail and interelectrode gap between the electrode-tool and a detail. It is shown the influence of main technological characteristics of the process of depreciation of the electrode-tool, and interelectrode gap between the electrode-tool and a detail.

Accuracy of processing in the conditions dimensional processing electric arc varies in the range of 0.02...0,2mm, which corresponds to the usual precision instrumental works, so it can effectively be used in the manufacture of complex components of difficult materials.

**precision manufacturing, electric arc, interelectrode gap, depreciation of the electrode-tool, the dynamic pressure of the working fluid flow, current strength**

Одержано 31.10.13

УДК 631.316.022

**М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, Т.К. Марченко, асп.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Вплив параметрів ярусного розпушувача ґрунту на форму стінок борозни

В статті розглянуто вплив параметрів ярусного розпушувача ґрунту на форму стінок борозни. Приведено формули для розрахунку розмірів зони кришення. Отримані результати розрахунків виходу зони кришення за край ножа.

**формування стінок борозни, ярусний розпушувач ґрунту, розміри зони кришення**

**Н.Н. Петренко, Т.К. Марченко**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

**Влияние параметров ярусного рыхлителя почвы на форму стенок борозды**

В статье рассмотрено влияние параметров ярусного рыхлителя почвы на форму стенок борозды. Приведены формулы для расчета размеров зоны крошения. Полученные результаты расчетов выхода зоны крошения за край ножа.

**формообразование стенок борозды, ярусный рыхлитель почвы, размеры зоны крошения**

При використанні розпушувачів ґрунту одною з проблем є надлишкова дія на ґрунт суміжними робочими органами, що приводить до руйнування агрегатної структури ґрунту, особливо у поверхневому шарі ґрунту, що найбільш підпадає ерозії. Зменшення повторної дії на ґрунт суміжними робочими органами можна досягти мінімізацією перекриття суміжних борозен. Для цього слід вивчити закономірності формування стінок борозни під дією впливових факторів.

Дослідженням форми стінок борозни, отриманої у ґрунті під дією робочих органів розпушувачів займалися П.С. Короткевич, В.В. Агафонов, В.М. Іванов, Г.М. Дьяченко, В.І. Ветохін та інші вчені [1 - 4]. Дослідниками встановлено, що форма ліній зколювання ґрунту та стінок борозен, утворених робочими органами є криволінійною, а їх поверхні відповідають за формою зонам напружено-деформованого стану ґрунту.

При роботі ярусного плоскорізного розпушувача (рис. 1) збіжність ліній зколювання від попереднього верхнього і подальшого нижнього робочих органів в точці В забезпечується при певних властивостях ґрунту за глибиною, зокрема, підбором значень ширини захвату робочих органів  $b_i$ .

Як видно з рис. 1, форма поперечного перетину борозни закладається зонами кришення першого та другого за ходом розпушувача робочих органів. Розміри зон руйнуючої напруги менше відстаней, на які розповсюджуються напруги від деформаторів робочих органів в ґрунті і обмежуються ізобарами, відповідними межами міцності ґрунту. Умова кришення ґрунту згідно закону міцності Кулона-Мора

$$\sigma \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 + c > [\tau],$$

де  $\varphi_2$  – кут внутрішнього тертя ґрунту, град;

$c$  – питоме зчеплення ґрунту, кПа;

$[\tau]$  – гранично допустима дотична напруга, кПа.

Тоді ознаку границі зони кришення можна записати як

$$\sigma_{\tilde{\alpha}} = \frac{[\tau] - c}{\operatorname{tg} \phi_2}.$$

Відома закономірність зміни напруг у ґрунті в залежності від відстані до робочого органу [1]

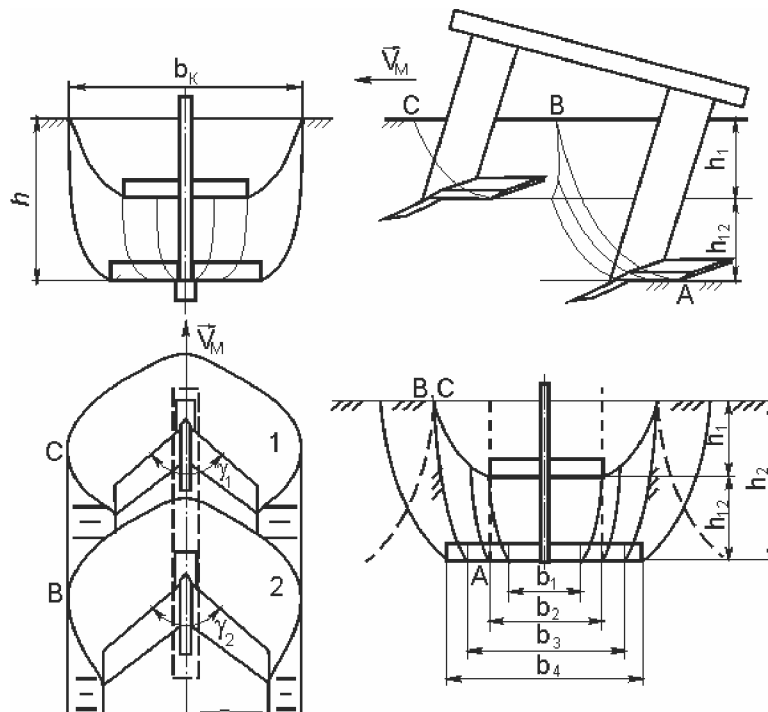


Рисунок 1 – Утворення борозни ярусним плоскорізним розпушувачем (1, 2 – зони кришення ґрунту першим та другим робочими органами)

$$\sigma = \sigma_{\varrho} \cdot e^{m \cdot r}, \quad (1)$$

де  $\sigma_K$  – контактна напруга на поверхні деформатора, кПа;

$m$  – коефіцієнт, який залежить від властивостей ґрунту;

$r$  – відстань від поверхні деформатора до точки, м.

Після перетворення виразу (1) і підстановки замість  $\sigma$  граничного значення напруги  $\sigma_T$  можна оцінити розмір зони кришення перед деформатором наступним чином

$$r = \frac{\ln\left(\frac{\sigma_T}{\sigma_K}\right)}{m}. \quad (2)$$

При збільшенні ширини захвату ножів поширюється профіль борозни. Розглянемо варіанти співвідношення розмірів ярусно встановлених, послідовно працюючих робочих органів (рис. 1):  $b_1$  - стінки борозни похилі, подвійна дія на ґрунт у верхньому ярусі, необроблені проміжки - в нижньому;  $b_2$  - стінки борозни у верхньому ярусі похилі, подвійна дія на ґрунт у верхньому ярусі;  $b_3$  - стінки борозни близькі до прямовисних, подвійна дія на ґрунт мінімальна;  $b_4$  - стінки борозни похилі, перекриття борозен і подвійна дія на ґрунт у верхній частині і необроблені гребені в нижній частині смуги обробки. Таким чином, ширину захвату  $b_3$  нижнім робочим органом можна вважати оптимальною. При установці робочих органів в три яруси, задача визначення оптимальних параметрів робочого органу нижнього ярусу вирішуватиме-

ться аналогічно.

Контактні напруги розповсюджуються по поверхні ножа нерівномірно з максимальним значенням по центру ножа на лінії дії рівнодіючої сили  $R$ . На ножі під час фази наростання навантаження з'являється ядро з ущільненого ґрунту у вигляді сферичного сегмента, яке виступає в якості тіла-посередника при подальшій дії ножа на масив ґрунту (рис. 2) [5]. Товщина ущільненого ядра вздовж ножа залежить від розподілення напруг по поверхні та відповідає відстані розповсюдження пластичних деформацій від робочої поверхні.

Напруги стискування в напрямку від поверхні ножа до масиву ґрунту зменшуються за експотенційним законом (1). Поверхня ущільненого ядра є границею, на якій пластичні деформації переходять у пружні, вздовж неї утворюються поверхні ковзання. При подальшому проникненні ущільненого ядра у ґрунт на його поверхні діють сили тертя об суміжні шари. Ці фактори зумовлюють переломлення та відхилення розподілених сил  $q\gamma$  від їх початкового напрямку та сферичне поширення зони кришення. На поверхні ущільненого ядра діють вторинні нормальні сили  $\vec{N}'$  та тертя ґрунту об ґрунт  $\vec{F}_{\sigma_2}$  з рівнодіючими  $\vec{R}'$ , які відхиляються на кут тертя  $\varphi_2$ .

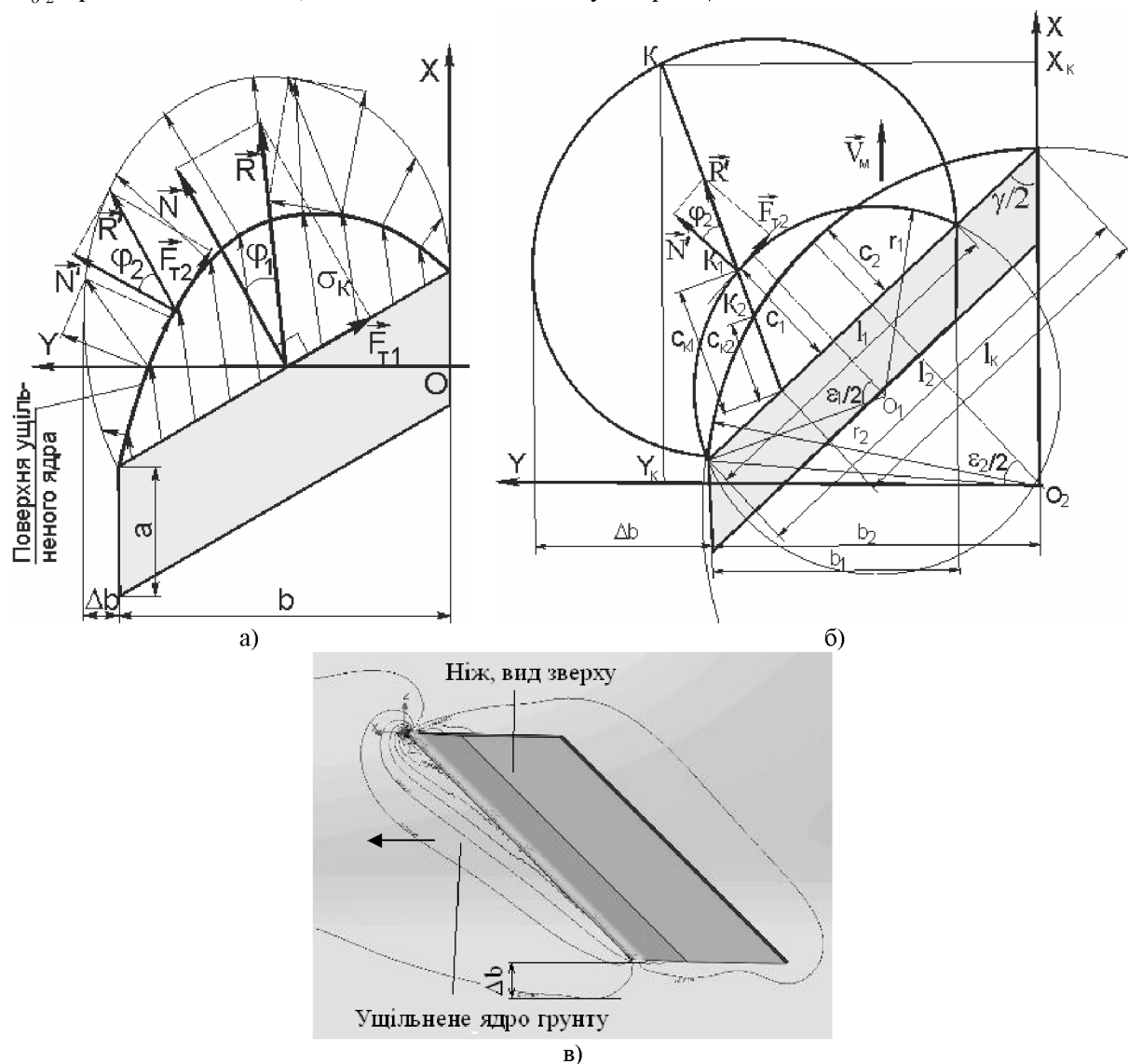


Рисунок 2 – Утворення зони кришення перед ножом

При збільшенні ширини захвату ножа  $b$  зростає площа контакту  $S_H$  та, пропорційно, потрібна результуюча сила  $R = a \cdot b \cdot k_{\Pi}$ , де  $k_{\Pi}$  – коефіцієнт питомого опору ґрунту, кПа. Очевидно, що при збільшенні ширини захвату ножа контактна напруга на ножі не змінюється:  $\sigma_K = R / S_H = (a \cdot b \cdot k_{\Pi}) / (a \cdot b) = k_{\Pi} = \text{const}$ , отже, залишається постійною площа перерізу ущільненого ядра.

Поверхня ущільненого ядра є приблизно сферичним сегментом, а його горизонтальний переріз – сегментом кола. Радіус кривизни поверхні ущільненого ядра (рис. 2, б)

$$r = \frac{c}{2} + \frac{l^2}{8 \cdot c},$$

де  $c$  – товщина ущільненого ядра по центру, м;

$l$  – довжина леза ножа, м

$$l = \frac{b}{\sin \frac{\gamma}{2}}.$$

Кут нахилу дотичної до перетину ущільненого ядра у горизонтальній площині, за якою відбувається зсув суміжного шару ґрунту

$$\frac{\varepsilon}{2} = 2 \cdot \text{arctg} \frac{2 \cdot c}{l},$$

де  $\varepsilon$  – центральний кут дуги, описаної навколо горизонтального перерізу ущільненого ядра ґрунту, град.

Як видно із цих залежностей, із зростанням довжини ножа при збільшенні ширини захвату  $b$  зменшується кривизна поверхні ущільненого ядра та кут нахилу ліній зсуву. Поверхні епюри розподіленої сили  $qg$  та ущільненого ядра ґрунту із збільшенням ширини захвату  $b$  стають більш витягнутими і похилими (рис. 2, в). Це приводить до того, що діючі на поверхні ущільненого ядра сили випрямляються у бік руху робочого органу та до зменшення бічних поширень борозни  $\Delta b$ , що необхідно враховувати при підборі розміру ножів. При рівних контактних напругах, отже, рівних площах горизонтального перерізу ущільненого ядра  $S_c = \text{const}$  визначимо кут напрямку сил на поверхні ущільненого ядра в залежності від довжини ножа з формули

$$S_c = \frac{l^2}{8 \cdot \sin^2 \frac{\varepsilon}{2}} \cdot \left( \pi \cdot \frac{\varepsilon}{180^\circ} - \sin \varepsilon \right).$$

Із збільшенням ширини захвату  $b$  зменшуються контактні напруги на краю ножа пропорційно зменшенню товщини ущільненого ядра ґрунту на ножі. Товщина ядра у напрямку равнодіючої сили у точці К, віддаленій від місця кріплення ножа на відстань  $l_K$  становитиме

$$c_K = \frac{\sqrt{r^2 - \left( l_K - \frac{l}{2} \right)^2} - r \cdot \cos \frac{\varepsilon}{2}}{\cos \varphi_1}. \quad (2)$$

Кут між вторинною рівнодіючою силою  $R'$  у точці К та віссю ОУ складає  $(\varepsilon'_K + \varphi_2)$ .

$$\varepsilon'_K = \frac{1}{2} \cdot (\varepsilon - \varepsilon_K), \quad (3)$$

де  $\varepsilon_K$  – центральний кут, що відповідає точці К на поверхні ущільненого ядра

$$\varepsilon_K = 2 \cdot \arcsin \frac{l_K - c_K \cdot \sin \varphi_1 - l/2}{r}.$$

Контактна напруга у точці К ущільненого ядра (рис. 2, б) становить

$$\sigma_K = \sigma_{K\max} \cdot \frac{c_K}{c},$$

де  $\sigma_{K\max}$  – максимальна контактна напруга по центру ножа.

Розмір зони кришення знаходимо за формулою (2). Ширина зони кришення у точці, яка є проекцією точки К на ізобару  $\sigma_n$  у горизонтальній площині, що проходить через ріжучу кромку ножа

$$y_K = (l_K - c_K \cdot \sin \varphi_1) \cdot \sin \frac{\gamma}{2} + r_{3K} \cdot \cos(\varepsilon'_K + \varphi_2).$$

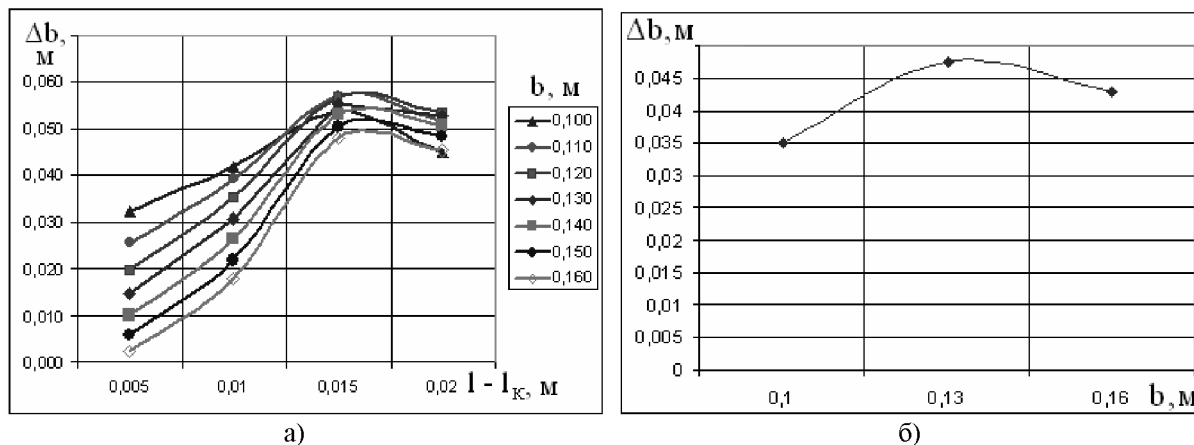
Протяжність зони кришення за напрямком руху у цій точці

$$x_K = (l - l_K - c_K \cdot \sin \varphi_1) \cdot \cos \frac{\gamma}{2} + r_{3K} \cdot \sin(\varepsilon'_K + \varphi_2).$$

Величина  $\Delta b$  виходу зони кришення за край ножа

$$\Delta b = y_K - b.$$

За розрахованими значеннями  $\Delta b$  побудовано сімейство кривих рис. 3, а.



а) за розрахунками; б) за експериментальними даними

Рисунок 3 – Величина виходу зони кришення вбік від ножа в залежності від ширини захвату

Отримані результати розрахунків для ножів з шириною захвату у діапазоні  $b = 100 \dots 160$  мм показують, що найбільший вихід зони кришення за край ножа  $\Delta b = 58$  мм отриманий при ширині захвату ножа  $b = 120$  мм для даних ґрунтових умов ( $m = -1.8$ ). Аналогічні результати були отримані за експериментами, проведеними для трьох рівнів  $b = 100$  мм; 130 мм; 160 мм (рис. 3, б).

У подальших дослідженнях доцільно обґрунтувати співвідношення ширини

захвату ножів у верхньому та нижньому ярусах гряділя для досягнення збіжності їх поверхонь зколювання у бічному напрямку.

## Список літератури

1. Короткевич П.С. Сопротивление почв резанию в зависимости от скорости движения и геометрии режущих рабочих органов: дис. канд. техн. наук. Киев, 1966. - 162 с.
2. Агафонов В.В., Устюжанин И.А. Математическая модель зоны деформации почвы рыхлительными лапами культиваторов / Наука и студенты: новые идеи и решения. Сборник материалов VIII-й внутривузовской научно-практической студенческой конференции; (Кемерово, 23 апреля 2009 г.); Кемеровский ГСХИ. – Кемерово: Информационно-издательский отдел, 2009.- С. 64-69.
3. Иванов В.М. Обоснование параметров и режимов работы рабочего органа для глубокой безотвальной обработки почвы в хмельниках : автореф. дис. канд. техн. наук: 05.20.01. / В.М. Иванов . - Чебоксари, 2004. – 20 с.
4. Дьяченко Г.Н., Мозговой Ю.И., Дьяченко А.Г., Соловьев С.Г. Обоснование функциональных возможностей и конструктивных особенностей многооперационного почвообрабатывающего агрегата. "Вестник ДГТУ" - Том 1.- №3(9).-2001.
5. Ветохин В.И. К теории почвообрабатывающего клина / В.И. Ветохин // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосп. машин: Загальнодержавний міжвідомчий наук.-техн. зб. – Кіровоград: КНТУ, 2011. Вип. 41, Ч.1. - С. 301-308.
6. Панов И.М. Физические основы механики почв: монография / И.М. Панов, В.И. Ветохин.- К. : Фенікс, 2008. - 266 с.

**Nikolay Petrenko, Tatyana Marchenko**

*Kirovograd National Technical University*

### **Effect of soil parameters tiered ripper to form the walls of furrow**

The aim of the study is to reduce the impact on re-working of the soil adjacent working bodies of the ripper, which is achieved by minimizing the overlapping furrows.

The paper considers the influence of soil parameters tiered ripper to form the walls of the furrows, in particular, the dependence of the profile of the furrow from width knives. Given formulas to calculate the sizes of the zone crushing before knife working body. The results of calculations exit zone crushing away from the knife depending on the width, confirmed by experimental data.

The calculations for knives with cutting width in the range  $b = 100 \dots 160$  mm show that the highest yield zone crushing the edge of a knife  $\Delta b = 58$  mm obtained by the working width of the knife  $b = 120$  mm for the given soil conditions.

**forming the walls of the furrow, tiered ripper of the soil, the size of the zone crushing**

Одержано 28.10.13

УДК 631.312:514.18

**С.Ф. Пилипака, д-р техн. наук, В.В. Яременко, канд. техн. наук, О.М. Черниш, канд. техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

**О.В. Адамчук, інж.**

*ННЦ “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААН*

## Дослідження руху матеріальної частинки добрива при відцентровому розсіюванні

Досліджено рух матеріальної частинки добрива по лопатці відцентрового розсіювального апарату. Складено систему диференціальних рівнянь руху частинки із застосуванням супровідного тригранника переносної траєкторії, якою є коло. Здійснено чисельне інтегрування отриманої системи диференціальних рівнянь, що дало можливість побудувати графіки руху частинки за різних умов і визначити умови такого руху.

**матеріальна частинка, добриво, відцентрове розсіювання**

**С.Ф. Пилипака, В.В. Яременко, О.М. Черниш**

*Національний університет біоресурсов и природопользования Украины*

**О.В. Адамчук**

*ННЦ “Институт механизации и электрификации сельского хозяйства” НААН*

**Исследование движения материальной частицы удобрения при центробежном разбрасывании**

Рассмотрено относительное движение частицы по цилиндрической лопатке, прикрепленной к диску в радиальном направлении. Составлено систему дифференциальных уравнений движения частицы с применением сопровождающего трехгранника переносной траектории, какой является окружность. Осуществлено численное интегрирование системы. Сделано визуализацию полученных результатов.

**матеріальна частинка, добриво, центробежне розбрасывание**

**Вступ.** Внесення мінеральних добрив може бути здійснене з використанням відцентрових розсіювальних апаратів із лопатками різних конструкцій. Закономірності руху суцільного потоку мінеральних добрив з достатньою для практики точністю можна аналітично описати, розглядаючи рух лише окремих їх частинок. При цьому, як показали результати попередніх досліджень, рух вказаних частинок можна описувати, не враховуючи їх розмірів і форми. Матеріальна частинка під дією відцентрової сили рухається по поверхні лопатки і одночасно обертається разом із нею навколо вертикальної осі, тобто перебуває у складному русі. Якщо кінематика частинки у відцентрових апаратах із прямолінійними лопатками досить добре вивчена, то для апаратів із криволінійними лопатками у вигляді частин циліндричного жолоба вона ще потребує окремих аналітичних досліджень.

**Аналіз останніх публікацій.** Вивченню теоретичних основ складного руху матеріальної частинки по поверхні шорсткого диска, що обертається навколо вертикальної осі, присвячені фундаментальні праці [1, 2]. В них розглянуто рух частинки за наявності і відсутності лопаток. В праці [3] розглянуто випадок, коли частинка після сходу із диска потрапляє на прямолінійну лопатку із Г-подібним поперечним перерізом, встановлену під певним кутом до горизонтальної площини. Частинка під дією відцентрової сили рухається по лопатці вгору від осі обертання і в

момент сходу із лопатки має такий же кут, що забезпечує більшу дальність її польоту в порівнянні із горизонтальними лопатками. В [4] розглянуто рух частинки по криволінійній лопатці, коли в момент вступу частинки на неї кут нахилу дорівнює нулю, і в процесі руху зростає, набуваючи на сході із лопатки заданої величини. В праці [5] досліджено відносну і абсолютну траєкторії частинки при нахилі диска із прямолінійним лопатками під певним кутом до горизонту, що забезпечує політ частинки в момент сходу із диска вгору за умови, що частинка попадає в розрахунковий сектор диска.

Окрема група робіт присвячена вивченню руху частинки по шорсткій площині, яка здійснює коливальний рух [6 – 9]. В них розглядається поступальне коливання площини, кожна точка якої описує коло, еліпс або іншу криву.

Серед праць, в яких йдеться про переміщення частинки по поверхні, більш відомі класичні приклади із підручників на прикладі конуса [10] або сфери [11] із вертикальною віссю і гладенькою поверхнею. Щодо робіт практичного спрямування, в яких розглянуто рух частинки по внутрішній шорсткій поверхні, яка обертається із постійною кутовою швидкістю навколо своєї осі, відомі праці теоретичного обґрунтування роботи машин відцентрової дії [12 – 14].

В деяких розсіювальних апаратах застосовуються горизонтально встановлені циліндричні лопатки у вигляді жолоба, які закріплені нерухомо до горизонтального диска, що обертається навколо вертикальної осі. Щоб скласти диференціальні рівняння руху частинки по такій лопатці в статті запропоновано застосовувати відомі формули Френе, які відіграють велику роль не тільки у диференціальній геометрії поверхонь, а і у кінематиці точки [15].

**Методика досліджень.** Зазвичай при розв'язуванні задач руху матеріальної частинки по рухомій поверхні складається система диференціальних рівнянь в проекціях на осі прямокутних координат. Оскільки абсолютний рух частинки складається із суми двох рухів – переносного руху елемента поверхні і відносного руху частинки по поверхні – то кожен із них розглядається у своїй системі координат. Сумування цих рухів здійснюється за умови відомого взаємного розміщення рухомої системи координат, в якій відбувається відносне переміщення частинки, по відношенню до нерухомої системи координат, причому спільним параметром, який узгоджує ці дві системи, є час переміщення частинки.

Характерною особливістю розглянутого підходу є те, що за рухому систему координат запропоновано взяти супровідний тригранник переносної траєкторії. Тоді орієнтація його відносно нерухомої системи координат залежить від його положення на переносній траєкторії, тобто від дугової координати  $s$  – довжини дуги переносної траєкторії. Ця дугова координата є незалежною змінною величиною при складанні диференціальних рівнянь руху на відміну від традиційних підходів, в яких незалежною змінною приймається час руху  $t$ . Саме прийняття за незалежну змінну руху частинки дугової координати  $s$  дає можливість застосувати широко відомі в диференціальній геометрії формули Серре-Френе для знаходження вектора абсолютного прискорення в проекціях на орти тригранника Френе. При цьому слід відзначити надзвичайну простоту його знаходження через кривину переносної траєкторії, яка для переносного обертального руху є постійна. В зв'язку з цим і система диференціальних рівнянь складається в проекціях на орти рухомої системи супровідного тригранника Френе.

**Мета досліджень.** Скласти замкнуту систему диференціальних рівнянь руху матеріальної частинки добрив усередині лопатки циліндричної форми, розв'язання якої дасть можливість визначити її кінематичні параметри, застосування яких покращить якість розсіву мінеральних добрив відцентровим розсіювальним апаратом.

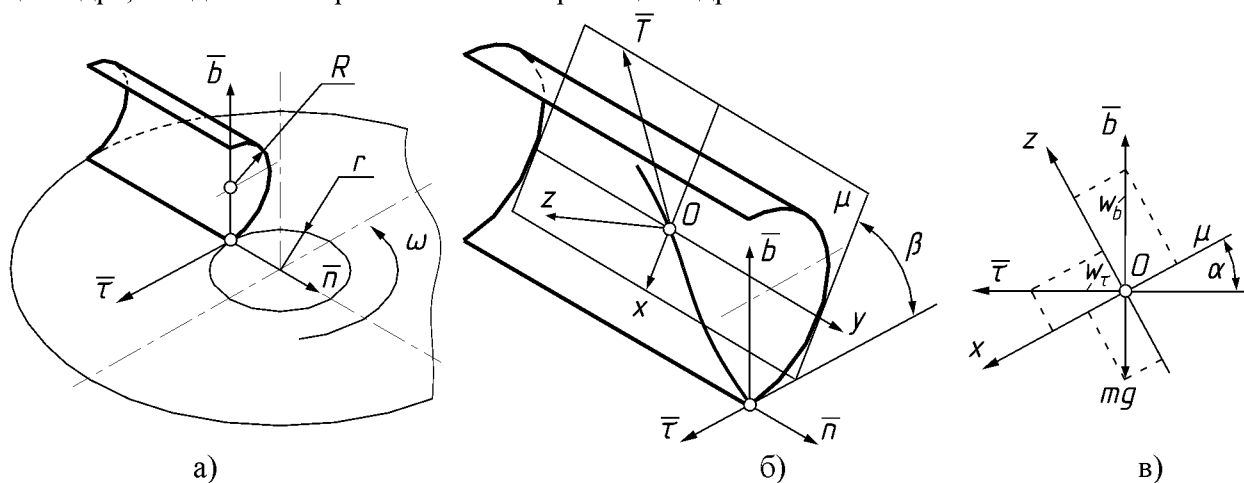
**Основний зміст дослідження.** Складання математичної моделі руху матеріальної частинки усередині лопатки циліндричної форми відцентрового

розсіювального апарату першочергово почнемо із побудови еквівалентної схеми процесу. Закріпимо циліндричний жолоб на горизонтальному диску, як це показано на рис. 1, а. При обертанні диска у напрямі, що показаний стрілкою, кінці нижньої прямолінійної твірної жолоба описуватимуть кола, із яких більшим є коло, яке розташоване на периферії диска, а менше матиме кривину  $k = 1/r$ , де  $r$  – його радіус. В точці на меншому колі розташуємо супровідний тригранник Френе, як це показано на рис. 1, а. Супровідний тригранник і жолоб прикріплені до диска жорстко, отже жолоб по відношенню до тригранника буде нерухомий, а сам тригранник при обертанні диска із кутовою швидкістю  $\omega$  буде супровідним для кола  $k = 1/r$ . Рівняння циліндричного жолоба на орти тригранника запишуться так:

$$\rho_\tau = -R \sin \alpha, \quad \rho_n = -u, \quad \rho_b = -R \cos \alpha + R, \quad (1)$$

де  $R$  – радіус кола – основи циліндричного жолоба;

$\alpha$  і  $u$  – змінні параметри поверхні, причому  $\alpha$  – кут повороту точки навколо осі циліндра,  $u$  – довжина прямолінійної твірної циліндра.



а) горизонтальний диск із циліндричним жолобом; б) циліндричний жолоб та проведена до нього в точці знаходження частинки дотична площина  $\mu$ ; в) взаємне положення двох систем: тригранника Френе і системи координат  $Oxyz$  з дотичною площиною  $\mu$

Рисунок 1 – Еквівалентна схема розсіювального відцентрового апарату

При обертанні диска частинка, яка попадає на циліндричний жолоб, починає по ньому рухатися під дією відцентрової сили по певній траєкторії. Щоб отримати рівняння траєкторії, необхідно дві незалежні змінні  $\alpha$  і  $u$  зв'язати між собою певною залежністю. У нашому випадку доцільно зробити їх функціями довжини дуги  $s$  напрямного кола  $k = 1/r$  (це дає змогу використати формули Френе). Таким чином,  $\alpha = \alpha(s)$  і  $u = u(s)$  – невідомі функції, які потрібно знайти, щоб побудувати траєкторію руху частинки по жолобу і визначити інші кінематичні характеристики.

Диференціальне рівняння руху частинки у векторному вигляді запишеться наступним чином:

$$m\bar{a} = \bar{F}, \quad (2)$$

де  $m$  – маса частинки;

$\bar{a}$  – вектор абсолютного прискорення;

$\bar{F}$  – вектор прикладених до частинки сил.

Якщо траєкторія руху точки в системі тригранника Френе задана проєкціями  $\rho_\tau$ ,  $\rho_n$  і  $\rho_b$  на його орти, то складові абсолютного прискорення на ці ж орти мають вигляд [15]:

$$\begin{aligned} a_\tau &= V^2(\ddot{\rho}_\tau - k^2\rho_\tau - 2k\dot{\rho}_n), \\ a_n &= V^2(\ddot{\rho}_n - k^2\rho_n + 2k\dot{\rho}_\tau + k), \\ a_b &= V^2\ddot{\rho}_b, \end{aligned} \quad (3)$$

де  $k=1/r$  – кривина напрямного кола;

$V$  – швидкість руху вершини тригранника по напрямному колу.

Диференціюванням по  $s$  рівнянь (1) знайдемо перші і другі похідні виразів, що входять до (3):

$$\begin{aligned} \dot{\rho}_\tau &= -R\dot{\alpha} \cos \alpha, & \ddot{\rho}_\tau &= -R(\ddot{\alpha} \cos \alpha - \dot{\alpha}^2 \sin \alpha), \\ \dot{\rho}_n &= -\dot{u}, & \ddot{\rho}_n &= -\ddot{u}, \\ \dot{\rho}_b &= R\dot{\alpha} \sin \alpha, & \ddot{\rho}_b &= R(\ddot{\alpha} \sin \alpha + \dot{\alpha}^2 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (4)$$

Векторне рівняння (2) потрібно розписати в проекціях на осі певної системи координат (нерухомої або рухомої). Рух частинки в певній точці циліндра можна розглядати, як рух у дотичній площині. Тому нам доцільно провести дотичну площину  $\mu$  до поверхні циліндра в точці  $O$  знаходження частинки (рис. 1, б) і скласти рівняння руху частинки в цій площині (при цьому кут між дотичною і горизонтальною площинами  $\beta = \beta(s)$  є змінним). Осі прямокутної системи  $Oxyz$  розташовуємо так, щоб вісь  $Oy$  була спрямована вздовж твірної циліндра, вісь  $Ox$  розташовуємо перпендикулярно до осі  $Oy$  в дотичній площині, тоді вісь  $Oz$  буде спрямована перпендикулярно до дотичної площини, тобто по нормалі до поверхні циліндра.

Підставивши (4) в (3), одержимо проекції абсолютного прискорення частинки на орти тригранника:

$$\begin{aligned} a_\tau &= V^2 \left[ R(\dot{\alpha}^2 + k^2) \sin \alpha - R\ddot{\alpha} \cos \alpha + 2ku \right], \\ a_n &= V^2 \left[ k(1 + ku) - 2Rk\dot{\alpha} \cos \alpha - \ddot{u} \right], \\ a_b &= V^2 R(\ddot{\alpha} \sin \alpha + \dot{\alpha}^2 \cos \alpha). \end{aligned} \quad (5)$$

Можна показати, що кут  $\beta$  між дотичною площиною  $\mu$  і горизонтальною площиною  $Oxy$  дорівнює куту  $\alpha = \alpha(s)$ . Враховуючи це, можна спроеціювати складові абсолютного прискорення  $a$  із ортів тригранника на осі системи  $Oxyz$  (рис. 1, в):

$$\begin{aligned} a_x &= a_\tau \cos \alpha - a_b \sin \alpha, \\ a_y &= a_n, \\ a_z &= a_\tau \sin \alpha + a_b \cos \alpha. \end{aligned} \quad (6)$$

Підставимо (5) у (6) і отримаємо абсолютне прискорення частинки в проекціях на осі системи  $Oxyz$ :

$$\begin{aligned} a_x &= V^2 (Rk^2 \sin \alpha \cos \alpha + 2ki \cos \alpha - R\ddot{\alpha}), \\ a_y &= V^2 (k + k^2u - 2Rk\dot{\alpha} \cos \alpha - \ddot{u}), \\ a_z &= V^2 (R\dot{\alpha}^2 + Rk^2 \sin^2 \alpha + 2ki \sin \alpha). \end{aligned} \quad (7)$$

Вага частинки  $mg$ , де  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , в проекціях на осі системи  $Oxyz$  запишеться (рис. 1, в):

$$\left\{ mg \sin \alpha, \quad 0, \quad -mg \cos \alpha \right\}. \quad (8)$$

Знайдемо координати вектора  $\bar{T}$  дотичної до відносної траєкторії. Його проєкції на орти тригранника рівні першим похідним (4). Приводячи його до одиничного, одержимо:

$$\left\{ -\frac{R\dot{\alpha} \cos \alpha}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}, \quad -\frac{\dot{u}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}, \quad \frac{R\dot{\alpha} \sin \alpha}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}} \right\}. \quad (9)$$

Застосувавши формули переходу (6) від системи тригранника до системи  $Oxyz$ , отримаємо проєкції вектора (9) на осі системи  $Oxyz$ :

$$\left\{ -\frac{R\dot{\alpha}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}, \quad -\frac{\dot{u}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}, \quad 0 \right\}. \quad (10)$$

Знаючи вектор абсолютного прискорення частинки, напрям її руху та прикладені до неї сили в системі  $Oxyz$ , можна скласти диференціальне рівняння (2) в проєкціях на осі системи  $Oxyz$ :

$$\begin{aligned} ma_x &= mg \sin \alpha - (fP)_x, \\ ma_y &= -(fP)_y, \\ ma_z &= P - mg \cos \alpha, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $(fP)_x$  і  $(fP)_y$  – складові сили тертя на осі  $Ox$  і  $Oy$  відповідно, причому  $P$  – сила тиску поверхні лопатки на частинку,  $f$  – коефіцієнт тертя.

Із останнього рівняння (11) знаходимо:

$$P = m(a_z + g \cos \alpha). \quad (12)$$

Із врахуванням напрямних косинусів (10) складові сили тертя на осі  $Ox$  і  $Oy$  запишуться так:

$$\begin{aligned} (fP)_x &= -\frac{fmR\dot{\alpha}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}(a_z + g \cos \alpha), \\ (fP)_y &= \frac{fmi}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}(a_z + g \cos \alpha). \end{aligned} \quad (13)$$

Шляхом підстановки (13) в (11) одержимо систему із двох рівнянь:

$$\begin{aligned} ma_x &= mg \sin \alpha + \frac{fmR\dot{\alpha}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}(a_z + g \cos \alpha), \\ ma_y &= -\frac{fmi}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}(a_z + g \cos \alpha). \end{aligned} \quad (14)$$

Обидва рівняння (14) скоротимо на масу  $m$  частинки, підставимо в них вирази (7), і після скорочень і перетворень одержимо (маючи на увазі, що  $V = \omega/k$ ):

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} &= k^2 \sin \alpha \cos \alpha - 2\frac{k}{R}\dot{u} \cos \alpha - \frac{gk^2}{R\omega^2} \sin \alpha - \\ & - \frac{fgk^2\dot{\alpha} \cos \alpha}{\omega^2 \sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}} - \frac{f\dot{\alpha}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}(R\dot{\alpha}^2 + Rk^2 \sin^2 \alpha - 2ki \sin \alpha), \\ \ddot{u} &= k^2 u - k + 2Rk\dot{\alpha} \cos \alpha - \frac{fgk^2\dot{u} \cos \alpha}{\omega^2 \sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}} - \\ & - \frac{f\dot{u}}{\sqrt{R^2\dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}}(R\dot{\alpha}^2 + Rk^2 \sin^2 \alpha - 2ki \sin \alpha). \end{aligned} \quad (15)$$

Система диференціальних рівнянь (15) була розв'язана чисельними методами за допомогою пакета *Simulink* системи *MatLab*. Було з'ясовано деякі закономірності кінематичних параметрів частинки в залежності від радіуса  $R$  лопатки циліндричної

форми та кутової швидкості  $\omega$  обертання диска. Підставивши залежності  $\alpha = \alpha(s)$  і  $u = u(s)$ , одержані в результаті чисельного інтегрування системи (15), у вирази (1), отримуємо відносну траєкторію частинки по поверхні циліндричного жолоба. На рис. 2, а побудовані відносні траєкторії руху частинки по циліндричному жолобу радіуса  $R = 0,05$  м і його довжині  $0,3$  м при різних кутових швидкостях обертання диска. Частинка попадає на циліндричну поверхню на відстані  $0,05$  м від осі обертання ( $r = 1/k = 0,05$  м).

Із графіків рис. 2, а видно, що при збільшенні кутової швидкості частинка все вище піднімається по циліндру, хоча сходить із нього приблизно на однаковій висоті, дещо нижче твірної, що відповідає кутові повороту  $\alpha = 90^\circ$ . Дослідження показали, що висота підйому частинки по циліндру обмежена. Наприклад, при кутовій швидкості  $\omega = 50$  рад/с висота підйому частинки обмежена кутом  $\alpha = 105^\circ$  (одна поділлка на циліндрі відповідає кутові  $15^\circ$ ). При збільшенні кутової швидкості максимальна висота підйому частинки росте повільно до певної межі, не доходячи до верхньої твірної.

Знайдемо відносну швидкість руху частинки з виразу  $V = dL/dt$ , де  $L$  – довжина відносної траєкторії,  $t$  – час. Елемент довжини траєкторії знаходимо за відомими формулами визначення довжини дуги із врахуванням (4):

$$\frac{dL}{ds} = \sqrt{\dot{\rho}_\tau^2 + \dot{\rho}_n^2 + \dot{\rho}_b^2} = \sqrt{R^2 \dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}. \quad (16)$$

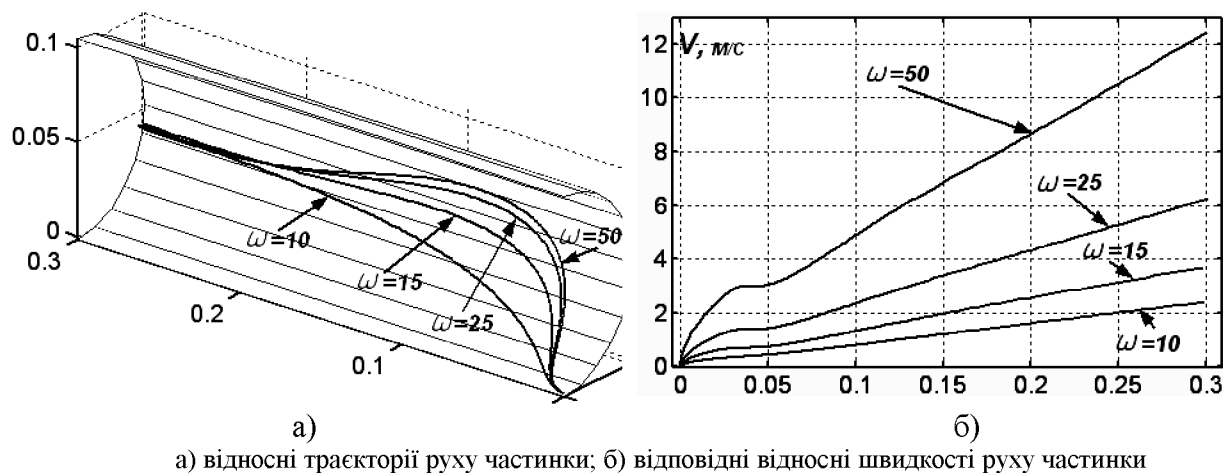


Рисунок 2 – Кінематичні характеристики відносного руху частинки по поверхні циліндричної лопатки при  $R = 0,05$  м;  $r = 1/k = 0,05$  м;  $f = 0,3$  і різних кутових швидкостях обертання диска

Оскільки незалежною змінною в (16) є довжина дуги  $s$  кола преносної траєкторії, то при визначенні відносної швидкості теж перейдемо до цієї змінної:

$$V = \frac{dL}{dt} = \frac{dL}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = V_n \frac{dL}{ds}, \quad (17)$$

де  $V_n = \frac{ds}{dt}$  – переносна швидкість руху вершини тригранника Френе по колу радіуса  $r$ .

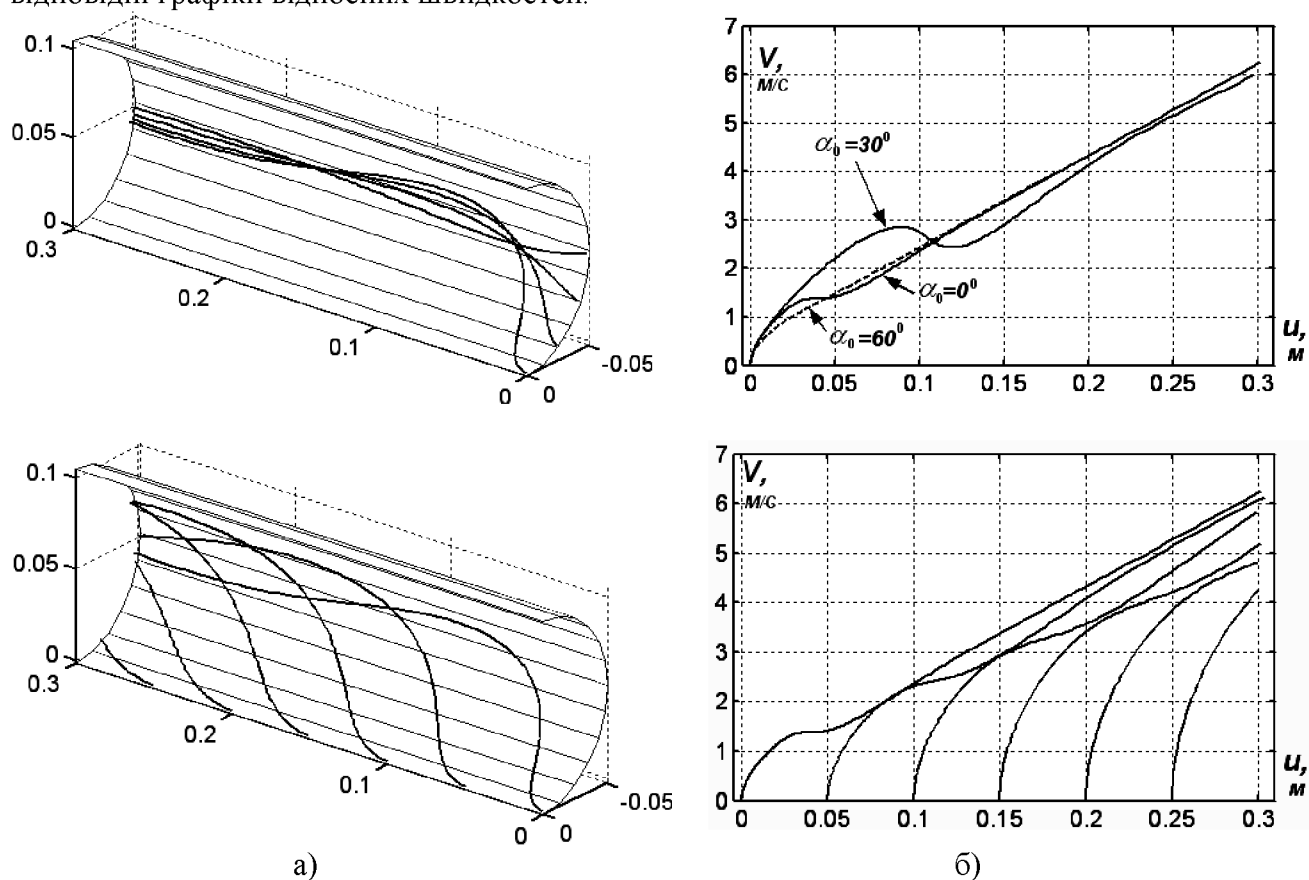
При заданій кутовій швидкості  $\omega$  обертання диска переносна швидкість відома:  $V_n = \omega r = \omega/k$ . Отже вираз (17) із врахуванням (16) запишеться так:

$$V = \frac{\omega}{k} \sqrt{R^2 \dot{\alpha}^2 + \dot{u}^2}. \quad (18)$$

На рис. 2, б побудовані графіки зміни відносних швидкостей в залежності від кутової швидкості обертання диска  $\omega$ . Щоправда, ці графіки побудовані не для залежності  $V = V(s)$ , а для залежності  $V = V(u)$ , де  $u$  – довжина прямолінійної твірної

циліндра. Така залежність є більш наглядною, оскільки дає можливість визначити швидкість руху частинки в будь-якій точці по довжині лопатки і її легко отримати в системі *MatLab* виключенням змінної  $s$  із залежностей  $V = V(s)$  і  $u = u(s)$ . Із графіків рис. 2, б видно, що швидкість частинки росте в момент розгону, далі по мірі підйому до верхньої точки на циліндрі вона зменшується, а потім стабілізується і далі росте за законом, близьким до лінійного.

На рис. 3 наведено графіки відносних траєкторій і швидкостей частинки при її попаданні на поверхню лопатки у різних точках. На рис. 3, а вгорі побудовано траєкторії при попаданні частинки на поверхню лопатки у різних точках по висоті (через кожні  $30^\circ$  початкового значення кута  $\alpha_0$ ). По мірі підйому до середини циліндра зміна відносної швидкості циліндра все більше наближається до лінійного закону. Наприклад, при  $\alpha_0 = 60^\circ$  і  $\alpha_0 = 90^\circ$  графіки швидкостей збігаються (на рис. 3, б вгорі їх позначено штриховою лінією). На рис. 3 внизу побудовано траєкторії відносного руху при попаданні частинки в різні точки нижньої твірної циліндра через  $0,05\text{ м}$  та відповідні графіки відносних швидкостей.



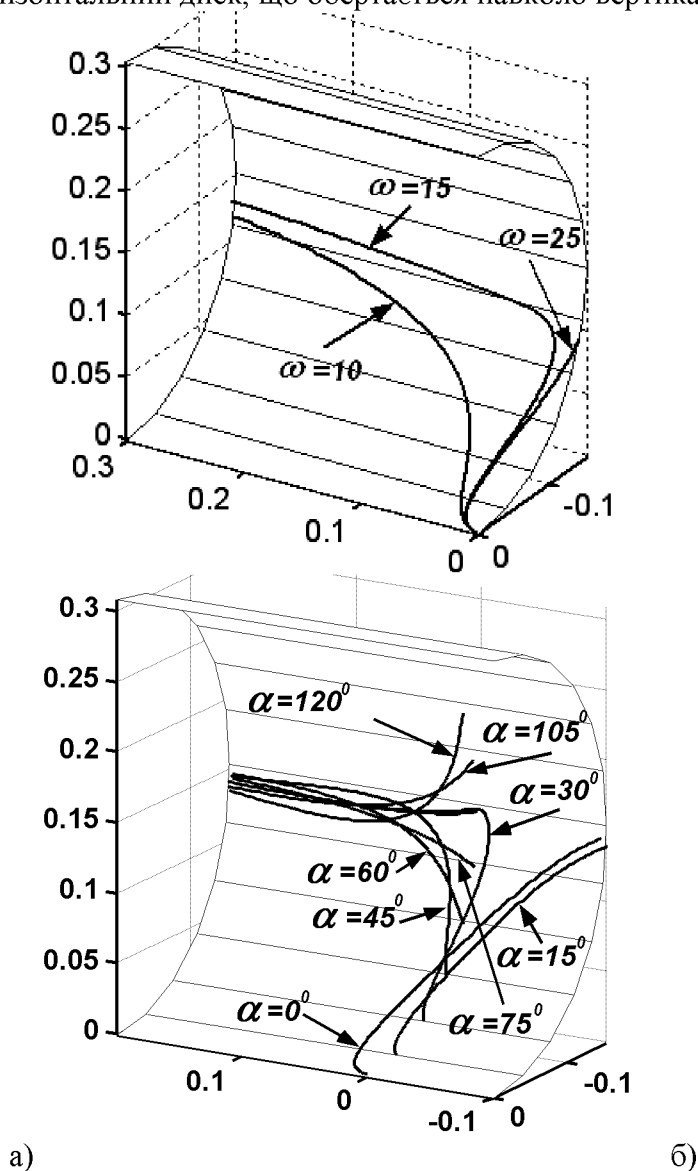
а) відносні траєкторії руху частинки при різних точках попадання її на поверхню по висоті (вгорі) та по довжині (внизу); б) графіки відповідних відносних швидкостей руху частинки

Рисунок 3 – Кінематичні характеристики відносного руху частинки по поверхні циліндричної лопатки при  $R = 0,05\text{ м}$ ;  $r = 1/k = 0,05\text{ м}$ ;  $f = 0,3$ ;  $\omega = 25\text{ рад/с}$  і різних точках попадання частинки на поверхню

Знайдемо вплив на форму траєкторії частинки величини радіуса  $R$  поперечного перерізу циліндричної лопатки. На рис. 4 представлені траєкторії руху частинки по циліндричній лопатці із радіусом поперечного перерізу  $R = 0,15\text{ м}$ . В цьому випадку можлива цілком несподівана поведінка частинки при її русі по поверхні циліндра. На рис. 4, а показана зміна траєкторії частинки при збільшенні кутової швидкості при рівних інших умовах. Якщо при  $\omega = 10\text{ рад/с}$  траєкторія є очікуваною (як, наприклад, на рис. 2, а), то при  $\omega = 15\text{ рад/с}$  і тим більше при  $\omega = 25\text{ рад/с}$  частинка на перший

погляд починає рухатися несподівано – до центру диска. Проте цьому випадку є пояснення.

При достатньо великих значеннях радіуса  $R$  відсік циліндра біля нижньої твірної, куди попадає частинка, з певним допущенням можна вважати близьким до відсіку площини. Таким чином, поведінка частинки буде подібною до випадку, коли вона попадає на горизонтальний диск, що обертається навколо вертикальної осі.



а) форма траєкторії в залежності від величини кутової швидкості  $\omega$ ;  
 б) форма траєкторії в залежності від точки вступу частинки на поверхню лопатки ( $\omega = 25 \text{ рад/с}$ )

Рисунок 4 – Відносні траєкторії руху частинки по поверхні циліндричної лопатки із радіусом поперечного перерізу  $R = 0,15 \text{ м}$  ( $f = 0,3$ )

В праці [1] показано, що в такому випадку траєкторією частинки у відносному русі є спіраль. Це ж відбувається на поверхні циліндричної лопатки при досягненні критичного значення кутової швидкості. Частинка по спіралі розвертається у протилежну сторону і рухається в напрямі центру диска (але мимо його, оскільки вона піднялася з нижньої твірної вгору) і проминувши його, рухалася б далі, якби жолоб продовжувався. Дослідження показали, що ще один розворот і наступні вона може зробити при достатньо великому радіусі  $R$ , коли відсік циліндра близький до площини. Щоб перевірити це припущення, подамо частинку не на нижню твірну, а на середню

(при  $\alpha_0 = 90^\circ$ ). Частинка в цьому випадку рухається від центру, трохи опустившись вниз, чого і слід було чекати.

На рис. 4, б зображено відсік циліндричної лопатки, продовжений на 0,1 м в протилежну сторону. Це дає можливість спостерігати траєкторії руху частинки при різних точках її подачі на лопатку по висоті. Кутова швидкість  $\omega = 25 \text{ рад/с}$ ;  $f = 0,3$ ; висота змінюється через кожних  $15^\circ$  повороту точки навколо осі циліндра. Як видно із графіків рис. 4, б, при  $\alpha_0 = 0^\circ$  і  $\alpha_0 = 15^\circ$  частинка розвертається і рухається в протилежну сторону, а при збільшенні висоти подачі цього вже не відбувається.

З проведених досліджень випливає, що при подачі частинки на самий низ лопатки за певних умов можливий її розворот і рух в протилежну сторону. Це залежить від граничної величини радіуса  $R$  поперечного перерізу лопатки. Наприклад, для  $f = 0,3$  і  $R < 0,1 \text{ м}$  розворот частинки неможливий при будь-яких кутових швидкостях обертання диска. Гарантовано запобігти розвороту також можна шляхом подачі частинки на середню твірну циліндра по висоті (при  $\alpha_0 = 90^\circ$ ). На практиці це означає, що жолоб потрібно робити не із половини циліндричної поверхні, а із четвертини, використовуючи верхню частину циліндра.

**Висновки.** Рух матеріальної частинки по циліндричній лопатці відцентрового розсіювального апарата спочатку має коливальний характер як по відносній траєкторії, так і по величині відносної швидкості. З часом відбувається стабілізація руху: частинка рухається біля середньої прямолінійної твірної лопатки із відносною швидкістю, що зростає по закону, близькому до лінійного. Збільшення кутової швидкості обертання диска із лопаткою призводить до зростання відносної швидкості. Точка подачі частинки на лопатку по висоті практично не впливає на величину відносної швидкості при її сході із лопатки. При різних точках подачі частинки вздовж осі лопатки відносна швидкість відрізняється несуттєво. При збільшенні радіуса поперечного перерізу лопатки і при подачі частинки на нижню твірну можливий розворот частинки в жолобі по спіралеподібній кривій. За будь-яких режимів роботи і конструктивних розмірів лопатки частинка при русі по її поверхні не підніметься до верхнього краю лопатки.

## Список літератури

1. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин / П.М. Василенко. – К.: УАСХН, 1960. – 283 с.
2. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики / П.М. Заика. – К.: Изд-во УСХА, 1992. – 507 с.
3. Адамчук В.В. Дослідження загального випадку розгону мінеральних добрив відцентровим розсіювальним органом / В.В. Адамчук // Вісник аграрної науки. – К., 2003. – № 12. – С. 51 – 57.
4. Войтюк Д.Г. Теоретичне дослідження руху матеріальних частинок у відцентрових апаратах із криволінійними лопатками і змінним кутом їх підйому / Д.Г. Войтюк, С.Ф. Пилипака // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь: ТДАТА, 2006. – Вип. 39. – С. 11 – 20.
5. Адамчук В.В. Дослідження руху частинки по плоскому диску, який обертається навколо перпендикулярної осі, нахиленої до горизонту / В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, Д.Г. Войтюк, С.Ф. Пилипака // Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження. – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. – № 12 (2). – С. 189 – 197.
6. Белецкий В.Я. Теория и расчет сит с прямолинейными качаниями / В.Я. Белецкий. – М., Наука, 1949. – 187 с.
7. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И. Блехман, Г.Ю. Джанелидзе. – М.: Наука, 1964. – 410 с.
8. Горгинский В.В. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях / В.В. Горгинский, А.Б. Демский, М.А. Борискин. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
9. Войтюк Д.Г. Дослідження руху матеріальної частинки по шорсткій площині, яка здійснює горизонтальні криволінійні поступальні коливання / Д.Г. Войтюк, С.Ф. Пилипака // Техніка АПК. – 2004. – №№ 10 – 11. – С. 26 – 28.
10. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики. Том 2. Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – М.: ГИТТЛ, 1954. – 595 с.

11. Бухгольц Н.Н. Основной курс теоретической механики. Часть первая. Кинематика, статика, динамика материальной точки / Н.Н. Бухгольц. – М.: Наука, 1967. – 468 с.
12. Гольдин Е.М. О движении материальной точки внутри быстровращающегося конуса / Е.М. Гольдин // Известия АН СССР, ОТН. – 1955. – № 6. – С. 126 – 134.
13. Авдеев Н.Е. Центробежные сепараторы для зерна / Н.Е. Авдеев. – М.: Колос, 1975. – 152 с.
14. Назаров С.М. К обоснованию параметров резинокольцевого метателя и пути его совершенствования / С.М. Назаров, И.Г. Каплан, Р.С. Герцон, З.А. Лившиц // Труды ЦНИИМЭСХ. – Минск, 1969. – Т. 4. – С. 70 – 85.
15. Лінник М.К. Тригранник і формули Френе в задачах кінематики і динаміки матеріальної частинки у складному русі / Лінник М.К., Пилипака С.Ф. // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2005. – Вип. 80. – С. 271 – 287.

**S. Pilipaka, V. Yaremenko, O. Chernysh**

*National University of Bio-resources and Environmental Sciences of Ukraine*

**O. Adamchuk**

*NSC "Institute of mechanization and electrification of agriculture"*

### **Research of movement of a material particle at centripetal disseminating apparatuses from cylindrical shovels**

Traditionally for exposition of a compound motion of a point on a plane it is used two frames: motionless and mobile. The point absolute motion is the sum of two movements: relative in mobile system and transportation of mobile system concerning a motionless frame. The general parametre (explanatory variable) defining a rule of mobile system concerning motionless is the time. Definition of absolute acceleration by summation of making accelerations inconveniently as there is one more making - a Coriolis acceleration, magnitude and which direction depends on character of portable and relative movements.

If for an explanatory variable to accept length of an arc of a path of transportation the problem considerably becomes simpler. In this case mobile system is basis vectors of a tangent and a normal of a path of transportation of a point, that is basis vectors of an accompanying trihedral of Frene of transportation. Orientation of a trihedral concerning motionless system is easily defined through differential performances of a curve. In paper it is shown how simply to discover a vector of absolute acceleration in a projection to basis vectors of a tangent and a normal of a portable path with application of formulas of Frene.

**material particle, fertilizer, centripetal disseminating**

Одержано 25.10.13

**УДК 6.31**

**В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук, В.Д. Войтюк, доц., д-р техн. наук, В.Є. Рубльов, бакалавр**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України*

## **До обґрунтування нормативної документації щодо забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки**

Технічний сервіс є обов'язковою послугою, яка супроводжує експлуатацію сільськогосподарської техніки з моменту продажу і до її утилізації. Розглянуті нормативні документи на відповідність вимогам переліку конструкторської документації при її розробці. Вказано на їх невідповідність законодавчим положенням України про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності. Сформульовані рекомендації із удосконалення конструкторської документації та їх реалізації з метою забезпечення якості технічного сервісу.

**технічний сервіс, сільськогосподарська техніка, нормативні документи, конструкторська документація, технічний регламент, технологічний регламент, рекомендації, якість**

**В.И. Рублёв, В.Д. Войтюк, В.Е. Рублёв**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования, г. Киев*

**К обоснованию нормативной документации по обеспечению качества технического сервиса сельскохозяйственной техники**

Технический сервис является обязательной услугой, которая сопровождает эксплуатацию сельскохозяйственной техники с момента её продажи и до утилизации. Рассмотрены нормативные документы по требованиям на перечень конструкторской документации при её разработке. Показана её несоответствие законодательным положениям Украины про стандарты, технические регламенты и процедуры оценки соответствия. Сформулированы рекомендации усовершенствования конструкторской документации и их реализации по обеспечению качества технического сервиса.

**технический сервис, сельскохозяйственная техника, нормативные документы, конструкторская документация, технический регламент, технологический регламент, рекомендации, качество**

### **Постановка проблеми.**

Технічний сервіс є обов'язковою послугою, яка супроводжує експлуатацію сільськогосподарської техніки з моменту її продажу і на протязі усіх наступних стадій життєвого циклу: монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і утилізації. Положення про вимог до переліку конструкторської документації при її розробці розглянуті у ГОСТ 15.001-88 [1].

Вказаний документ передбачає, що при розробці нової продукції на основі вимог технічного завдання і стандартів з врахуванням результатів випробувань розробляється проект нормативно-технічних документів на конкретну продукцію (технічні умови або стандарт), де вказуються усі вимоги до якості продукції.

До приймальної комісії розробник надає технічне завдання, проект або стандарт технічних умов (якщо їх розробка передбачена), конструкторські і технологічні документи, що вимагають сумісного розгляду, результати випробувань та інші матеріали, які підтверджують відповідність розробленої продукції цим документам, її технічний рівень і конкурентноздатність. До приймальної комісії, як правило, надають також дослідні або експериментальні зразки продукції, а якщо їх виготовлення не було передбачено – головний зразок або одиничну продукцію.

Затвердження акта приймальної комісії визначає завершення розробки, закінчення дії технічного завдання (якщо воно не розповсюджується на подальші роботи), узгодження наданих нормативно-технічних і експлуатаційних документів, а також дозвіл на виготовлення або використання продукції.

Однак, стандарт не містить в переліку експлуатаційні документи і документи на виконання технічного сервісу по номенклатурі монтажу, експлуатації та технічному обслуговуванню, як складової технічного сервісу.

В той же час Закон України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» [2] передбачає наявність вказаних нормативних документів на розробку, виготовлення і послуги.

Вищевказане визначає проблему удосконалення номенклатури конструкторської документації і її реалізації при розробці нової продукції у відповідності до Закону України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» [2].

**Аналіз останніх досліджень.** В порівнянні з ГОСТ 15.001-88 [1] ГОСТ 2.601-95 [5] визначає цілу низку експлуатаційних документів, які необхідно розробити (таблиця 1). В той же час, в п'яти документах з одинадцятьох розглядаються питання, що пов'язані з оцінкою технічного стану виробу.

До них відносяться:

– керівництво по експлуатації, в якому зазначається необхідність оцінки технічного стану машини;

- формуляр з вказанням значення основних параметрів і характеристик (властивостей) виробу, відомості про технічний стан виробу;
- паспорт із зазначеними основними параметрами і характеристиками (властивостей) виробу;
- етикетка з вказівкою значення основних параметрів і характеристик (властивостями) виробу;
- учбово-технічні плакати з інформацією про конструкцію виробу, принципи дії, прийоми використання та правилами технічного обслуговування.

Таблиця 1 - Види експлуатаційних документів

Вид документу	Визначення
1. Керівництво з експлуатації	Документ, який містить інформацію про конструкцію, принцип дії, характеристики (властивості) виробу, його складових частинах і вказівки щодо правильної і безпечної експлуатації виробу (використання за призначенням, технічне обслуговування, поточний ремонт, зберігання і транспортування) та <b>оцінки його технічного стану</b> при визначенні необхідності відправки його в ремонт, а також інформацію щодо утилізації виробу і його складових частин
2. Інструкція по монтажу, пуску, регулюванню і обкатці	Документ, який містить інформацію, що необхідна для монтажу, наладки, пуску, регулювання, обкатки, здачі виробу і його складових частин в експлуатацію на місці його використання
3. Формуляр	Документ, який містить інформацію про гарантії виробника, <b>значення основних параметрів і характеристик (властивостей) виробу, відомості про технічний стан виробу</b> , відомості про сертифікацію і утилізацію виробу, а також відомості, які реєструють у період його експлуатації (тривалість і умови роботи, технічне обслуговування, ремонт та інші дані)
4. Паспорт	Документ, який містить інформацію, про гарантії виробника, <b>значення основних параметрів і характеристик (властивостей) виробу, а також</b> відомості про сертифікацію і утилізацію виробу
5. Етикетка	Документ, який містить гарантії виробника, <b>значення основних параметрів і характеристик (властивостей) виробу</b> , відомості про сертифікацію і утилізацію виробу (при необхідності)
6. Каталог деталей і складальних одиниць	Документ, який містить перелік деталей і складальних одиниць виробу з ілюстраціями і відомостями щодо їх кількості
7. Норми витрат запасних частин	Документ, який містить номенклатуру запасних частин виробу та їх кількість, що витрачається на нормовану кількість виробів за період експлуатації
8. Норми витрат матеріалів	Документ, який містить номенклатуру матеріалів та їх кількість, що витрачається на нормовану кількість виробів за період експлуатації
9. Відомість комплекту запасних частин, інструментів	Документ, який містить номенклатуру, призначення, кількість і місця пакування запасних частин, інструментів, приладів і матеріалів, що витрачаються за період строку

Вид документу	Визначення
і приладів (ЗП)	служби виробу.
10.Учбово-технічні плакати	Документ, який містить відомості <b>про конструкцію виробу, принципи дії, прийоми використання, технічне обслуговування</b> , утилізацію, галузі технічних знань з необхідними ілюстраціями
11.Відомість експлуатаційних документів	Документ, який встановлює комплект експлуатаційних документів і указання документів, що поставляються з виробом чи окремо від нього

Доцільно вказати, що наочне представлення прийомів і устаткування для технічного обслуговування машин надається у керівництві по експлуатації багатьох світових фірм у вигляді відповідних рисунків (плакатів).

**Мета роботи.** Привести у відповідність перелік конструкторської документації згідно з законодавчими вимогами Закону України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» [2].

**Задачі досліджень:**

– виконати аналіз законодавчих і нормативних вимог щодо номенклатури конструкторської документації по забезпеченню якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки;

– обґрунтувати перелік конструкторської документації по забезпеченню якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки;

– сформулювати вимоги до конструкторської документації по забезпеченню якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки;

– розробити рекомендації щодо забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки шляхом удосконалення конструкторської документації.

**Методика роботи.** При обґрунтування нормативної документації щодо забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки використовували метод інформаційного пошуку і морфологічного аналізу [3, 4]. Використовували матрицю у вигляді таблиці з графами (табл. 2), у якій вказували нормативні конструкторські документи, що підлягають розробці відповідно до законодавчих положень і вимог стандартів на експлуатаційні документи.

**Результати досліджень.** На основі інформаційного пошуку встановлені сучасні вимоги до нормативних документів, які сформульовані відповідно до Закону України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності» [2] і передбачають розробку стандартів, технічних і технологічних регламентів.

Технічним регламентом визначаються характеристики продукції або пов'язані з нею процеси чи способи виробництва, а також вимоги до послуг, включаючи відповідні положення, дотримання яких є обов'язковим. Він може також містити вимоги до термінології, позначок, пакування, маркування чи етикетування, які застосовуються до певної продукції, процесу чи способу виробництва.

Технологічний регламент – це основний технічний документ, що визначає технологію, режим, порядок проведення операцій технологічного процесу, показники якості продукції та безпечні умови роботи. Технологічний регламент містить: опис процесів та операцій, що здійснюються в рамках виконання відповідної функції, із зазначенням їх учасників та ступенем ризику; схеми документообігу за відповідною функцією, процесом; перелік нормативно-правових актів та програмно-технічних комплексів, які використовуються при здійсненні процесів та операцій; опис ризиків за кожним процесом та відповідний перелік контрольних заходів.

Регламент повинен містити вимоги до рівня технології, комплексу технологічного обладнання, умов ефективної та безпечної його експлуатації, якості вихідної продукції, комплексного і раціонального використання технологічних матеріалів і вимоги щодо техніки безпеки й охорони навколишнього середовища.

Технічний регламент по відношенню до інших нормативних документів має пріоритет вимог до продукції і пов'язаних з нею процесів чи способів виробництва, а також вимог до гарантованих послуг. Технологічний регламент має пріоритет щодо виду технології, режимів, порядку проведення операцій технологічного процесу, показників якості продукції та безпечних умов роботи.

Особливого значення він набуває в практиці управління якістю продукції, яка регламентується світовими стандартами ISO 9001:2008, ISO 9004:2000 і гармонізованими з ними ДСТУ ISO 9001:2009 і ДСТУ ISO 9004:2001 [6-9]. В них за основу управління якістю продукції приймаються процеси. Розгляд обов'язкової наявності конструкторських документів щодо послуг технічного сервісу (монтажу, експлуатації, технічного обслуговування) вказує, що вони не обумовлюються ГОСТ 15.001-88 [1]. Вони також не враховуються, як обов'язкові, і у ГОСТ 2.601-95 (табл. 2) [5].

Таблиця 2 - Номенклатура нормативних документів і ступінь обов'язковості їх розробки

Код документу	Найменування документу	Ступінь обов'язковості розробки документу	Додаткові вказівки
КЕ	1. Керівництво з експлуатації	0	
ІМ	2. Інструкція по мон-тажу, пуску, регулюванню і обкатці	0	ІМ складають на монтаж, пуск, регулювання і обкатку виробу на місці його використання і у випадку, якщо ці вимоги недоцільно або неможливо викласти у КЕ
ФО	3. Формуляр	0	-
ПС	4. Паспорт	0	-
ЕТ	5. Етикетка	0	ЕТ складають на вироби, для яких дані, не більше п'ятьох – шістьох основних показників, необхідні при експлуатації. Для підтвердження цих показників немає необхідності складати ФО (ПС) і технічно їх неможливо і недоцільно маркувати на виробі.
КДС	6. Каталог деталей і складальних одиниць	0	КДС складають на вироби, для яких, на протязі часу експлуатації передбачений не однократний ремонт і заміна складових частин
НВЧ	7. Норми витрат запасних частин	0	Під НВЧ, на період експлуатації одного виробу, розуміють середню очікуему за цей період кількість змін складових частин

Код документу	Найменування документу	Ступінь обов'язковості розробки документу	Додаткові вказівки
			внаслідок відмови і виробки ресурсу
НМ	8. Норми витрат матеріалів	0	Під НМ на період експлуатації розуміють середню очікуємо витрату за цей період кількості матеріалів
ЗІ	9. Відомість комплексу запасних частин, інструменту і приладів (ЗІП)	0	ЗІ складають на вироби, для яких сумісно постачають прикладені до них комплекти ЗІ, а також набори ЗІ, що постачаються окремо від виробу, для експлуатації яких вони призначені (наприклад ЗІ одиночний, груповий, ремонтний та ін.). Якщо кількість найменувань виробів і матеріалів незначна, то ЗІ допускається не розробляти, а їх номенклатуру перераховують у формулярі або у паспорті.
УП	10. Учбово-технічні плакати	0	УП розробляють по ГОСТ 2.605
ВЕ	11. Відомість експлуатаційних документів	①	ВЕ складають на вироби, у комплект експлуатаційних документів котрих входять два і більше самостійних експлуатаційних документів

Умовні позначення:

① - документ обов'язковий;

0 – необхідність розробки документу встановлює розробник

В той же час нормативний документ на технологічні процеси [10] вказує на важливість контролю, як складової технологічних процесів і технологічних операцій. Із 106 характеристик єдиної системи технологічної документації на долю технологічних операцій і контроль приходиться 32 найменування, тобто близько 30%. Згідно аналізу таблиці 1 встановлено, що перспективним напрямом удосконалення нормативної документації є забезпечення контролю, як складової технології по ГОСТ 3. 1109 ЕСТД [10].

Наведене вказує, що для подальшого використання в технічному сервісі контролю якості послуг існує доцільність доробки наступної документації:

- керівництва по експлуатації;
- формуляра;
- паспорта;
- етикетки;
- учбово-технічних плакатів.

У запропонованих нормативних документах доцільно розглядати перелік контролюємих складових частин машин і деталей, показників і параметрів з

урахуванням їх значущості. При цьому необхідно в технологічних картах контролю використовувати приймальний рівень дефектності “q” (рис. 1) [11, 12]. Для автоматичної обробки результатів спостережень та контролю доцільно вказане позначити шифром зі шістьма цифрами.

На основі нормативних вимог до Єдиної системи технологічної документації були запропонована схема карти контролю (рис. 1).

Організація розробник		Карта контролю			Креслення	
					Матеріал	
Найменування					Аркушів	Аркуш
Код контролюемого показника	Назва контролюемого показника	Величина контролюемого показника	Метод, інструмент контролю	Приймальний рівень дефектності, q		
000000	Загальносистемні показники					
.....	.....	.....	.....	.....		
000999						
001000	Системні показники					
.....	.....	.....	.....	.....		
999999						

Рисунок 1 – Схема карти контролю

Карта повинна містити наступні дані:

- назва машини, її марка й інші необхідні реквізити;
- перелік контрольованих показників;
- шестизначний код для передачі значення контрольованого показника в довідково-інформаційний фонд;
- назва контрольованого показника (параметра);
- значення параметра контрольованого показника за кресленням і нормативно-технічною документацією;
- інструменти, калібри, пристосування і методика, яка застосовується для контролю;
- приймальний рівень дефектності, q.

При цьому можливе коректування змісту розроблених і занесених в автоматизований довідково-інформаційний фонд карт контролю. Це дає додаткову можливість вирішувати задачі по формуванню первинних карт дефектів для окремої машини, вносити в них зміни, вводити і коректувати показника кількості дефектів по коду контрольованого параметра, створювати зведені карти дефектів, проводити первинний статистичний аналіз кількості дефектів і отримувати їх графічну інформацію.

За результатами спостережень і аналізу нормативної документації (ДСТУ, ГОСТи, технічні умови на виготовлення) були розроблені рекомендації до статистичного контролю ґрунтообробної, посівної, збиральної техніки, енергетичних і транспортних засобів.

**Висновки.** Визначена проблема удосконалення номенклатури конструкторської документації щодо виконання послуг технічного сервісу сільськогосподарської техніки та її реалізації при розробці. Обґрунтована необхідність приведення у відповідність переліку конструкторської документації до законодавчих вимог Закону України «Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності». Сформульовані вимоги до конструкторської документації щодо забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки. На їх основі розроблені і впроваджені рекомендації для забезпечення якості технічного сервісу шляхом удосконалення конструкторської документації.

## Список літератури

1. ГОСТ 15.001-88 Система разработки и постановки продукции на производство. Продукция производственно-технического назначения
2. Закон України Про стандарти, технічні регламенти та процедури оцінки відповідності.
3. Основы научных исследований: учебное пособие/ Рублёв В.И., Судакова Т.В., Саклакова Е.В.. – Ставрополь: изд-во СевКавГТУ, 2004.–200 с.: ил.
4. ДСТУ 3574-97. Патентні дослідження. Основні положення та порядок проведення.
5. ГОСТ 2.601-95 Единая система конструкторской документации. Эксплуатационные документы.
6. ISO 9001:2008 Quality management systems = Requirements.
7. ISO 9004:2000 Quality management systems == Guidelines for performance improvements
8. ДСТУ ISO 9001:2009 (ISO 9001:2008 ). Системи управління якістю. Вимоги.
9. ДСТУ ISO 9004:2001 (ISO 9004:2000 ). Системи управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності.
10. ГОСТ 3.1109-82 ЕСТД “ Термины и определения основных понятий”
11. ГОСТ 18242-72. Качество продукции. Статистический приёмочный контроль по альтернативному признаку. Планы контроля.
12. Стандартизація, метрологія та сертифікація сільськогосподарської техніки.: навч. посіб. / Рубльов В.І., Войтюк В.Д., Бондар С.М./За ред. проф. Рубльова В.І.– Ніжин: ТОВ «Видавництво «Аспект-Поліграф», 2013. – 248 с.

**Vladislav Rublov, Valery Voytyuk, Viktor Rublov**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

**To the substantiation of normative documentation with respect to the guarantee of quality of the technical service of agricultural machinery**

Purpose of the work. To rework the existing design documentation for developing agricultural machinery taking into account the legislative requirements of the Ukraine.

Brief description of the executed work. The analysis of legislative and normative requirements for the design documentation with respect to the guarantee of quality of the technical service of agricultural machinery is executed. The problem of its improvement is substantiated. Requirements for the development of design documentation are formulated. Recommendations regarding the guarantee of its realization are developed.

Conclusions. Is determined the problem of the improvement of design documentation according to the execution of the technical service of agricultural machinery. The ways of realization are represented.

**technical service, agricultural machinery, normative documents, design documentation, technical regulations, technological regulations, the quality**

Одержано 27.10.13

УДК 677.31:66.068

**І.А.Шевченко, член-кор. НААНУ, д-р техн. наук, В.В. Лиходід, канд. техн. наук, Е.Б. Алієв, канд. техн. наук, В.В. Полюсов, інж.**  
*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААНУ, Відділ Біоекотехнічних систем у тваринництві, м. Запоріжжя*

## Результати дослідження процесу сухого очищення забрудненої вовни

Наведено основні результати експериментальних досліджень малогабаритної тріпальної машини МТ 001А-12 при сухому очищенні забрудненої вовни та відображено оптимальне поєднання факторів, які здебільшого впливають на її роботу. Отримано математичну модель, яка адекватно описує робочий процес сухого очищення забрудненої вовни. Визначено оптимальні значення конструктивно-технологічних параметрів запропонованої конструкції малогабаритної тріпальної машини. Отримані результати досліджень є основою для удосконалення робочих органів існуючих конструкцій малогабаритних тріпальних машин аналогічного призначення.

**вівчарство, вовна, забрудненість, розпушування, тріпання, малогабаритна тріпальна машина, ступінь очищення, дослідження**

**И.А. Шевченко, В.В. Лиходед, Э.Б. Алиев, В.В. Полюсов**  
*ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» НААНУ, Отдел Биоекотехнических систем в животноводстве, г. Запорожье*

**Результаты исследований процесса сухой очистки загрязненной шерсти**

Приведены основные результаты экспериментальных исследований малогабаритной трепальной машины МТ-001А-12 при сухой очистке загрязненной шерсти и отобрано оптимальное сочетание факторов, которые преимущественно влияют на её работу. Получена математическая модель, которая адекватно описывает рабочий процесс сухой очистки загрязненной шерсти. Определены оптимальные значения конструктивно-технологических параметров предложенной конструкции малогабаритной трепальной машины. Полученные результаты исследований являются основой для усовершенствования рабочих органов существующих конструкций трепальных машин аналогичного назначения.

**овцеводство, шерсть, загрязненность, разрыхление, трепание, малогабаритная трепальная машина, степень очистки, исследования**

У світовій практиці зустрічається безліч технологій первинної обробки вовни і майже всі вони містять такий важливий, але занадто затратний технологічний процес, як сухе очищення забрудненої рунної овечої вовни перед промиванням, від якості виконання якого в значній мірі залежить ефективність і самих технологій [1,2].

Загальним недоліком цього процесу є надмірний залишок забруднень у вовні після її розпушування й тріпання відомими конструкціями тріпальних машин. Цей чинник обумовлює потребу в удосконаленні робочих органів існуючих та створенні новітніх конструкцій малогабаритних тріпальних машин для сухого очищення забрудненої овечої вовни перед промиванням [3,4].

Матеріалом дослідження була груба вовна романівської породи овець (табл. 1).

Для проведення експерименту було обрано оптимальний план Бокса-Бенкіна другого порядку для трьох факторів, який містить 15 дослідів і дає в якості математичної моделі поліном другого порядку [5].

Таблиця 1 – Характеристика досліджуваного матеріалу

№ зп	Назва	Вологість, %	Забрудненість, %		Вовняний жир, %	Вихід чистої вовни, %
			рослинні відходи	бруд		
1	Вовна груба (вихідна)	14,42	1,00	9,00	9,56	85,58
2	Вовна груба (після тріпання)	14,32	0,74	5,69	9,38	85,68

На основі проведених лабораторних експериментальних та теоретичних досліджень встановлено три фактори (табл. 2), що найбільш вагомо впливають на робочий процес сухої очистки забрудненої вовни і обрано їх натуральні значення на нульовому рівні та рівнях їх варіювання.

Таблиця 2 – Рівні та інтервали варіювання факторів

Фактор	Код	Рівні варіювання			Інтервал варіювання
		-1	0	+1	
Зусилля стискання живильних валків (F), Н	$x_1$	165	170	175	5
Зазор між живильними валками і кілком першого барабана ( $\Delta L$ ), мм	$x_2$	3	6	9	3
Частота обертання першого барабана ( $n$ ) хв <sup>-1</sup>	$x_3$	400	450	500	50

Прилади й спецобладнання, використані при проведенні експериментальних досліджень, представлені на рис. 1.



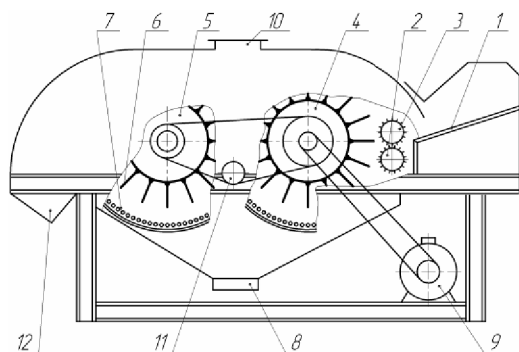
а) перетворювач частоти електричного струму Danfoss



б) динамометр зразковий переносний ДОСМ-3-0,2

Рисунок 1 – Прилади й спецобладнання, використані при проведенні експериментальних досліджень

Для проведення досліджень процесу сухого очищення забрудненої овечої вовни розроблено конструктивно-технологічну схему (рис. 2а) та виготовлено дослідний зразок малогабаритної тріпальної машини МТ-001А-12 (рис. 2б) і за технологічною схемою (рис. 3) створено стенд для експериментальних досліджень (рис. 4) у складі дослідного зразка малогабаритної тріпальної машини МТ-001А-12, перетворювача частоти електричного струму Danfoss та комплекту вимірювальної апаратури.



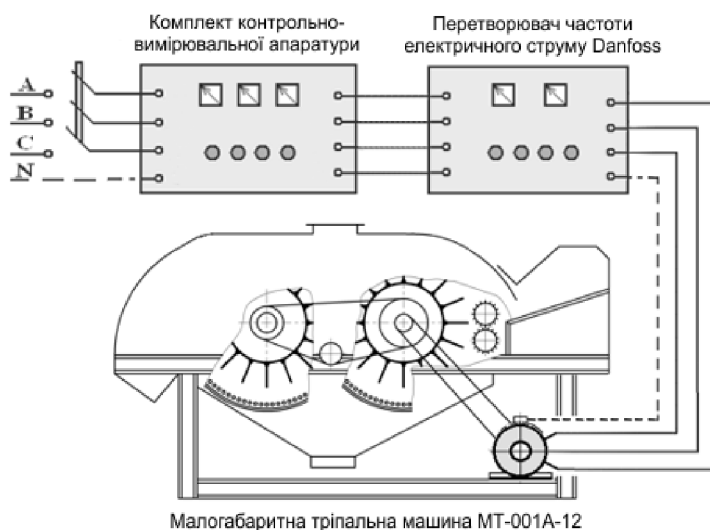
а) конструктивно - технологічна схема



б) загальний вигляд

1 – завантажувальний лоток; 2 – ведучий валок; 3 – ведений валок; 4 – перший розпушувально-тріпальний барабан; 5 – другий розпушувально-тріпальний барабан; 6 – кілок; 7 – колосникове решето; 8 – вікно для видалення бруду; 9 – привод; 10 – вікно для видалення повітря; 11 – натяжний пристрій; 12 – вивантажувальне вікно

Рисунок 2 – Малогабаритна тріпальна машина МТ-001А-12



Малогабаритна тріпальна машина МТ-001А-12

Рисунок 3 – Технологічна схема стенду для експериментальних досліджень

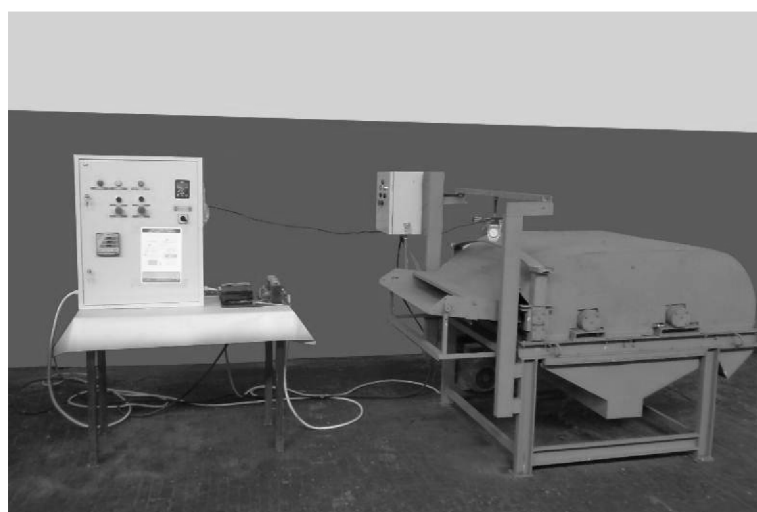


Рисунок 4 – Загальний вигляд стенду для експериментальних досліджень

Дослідження процесу сухого очищення забрудненої вовни малогабаритною тріпальною машиною МТ-001А-12 (рис 5) проведено в павільйоні випробувань Відділу біоекотехнічних систем у тваринництві ННЦ «ІМЕСГ» НААН у липні 2013 року при обробленні 380 кг забрудненої рунної грубої овечої вовни згідно з розробленою програмою та методикою досліджень.

При проведенні експериментальних досліджень визначено вплив ряду конструктивно-технологічних параметрів малогабаритної тріпальної машини на технологічний процес сухого очищення забрудненої овечої вовни: зусилля стискання живильних валків, зазор між живильними валками і кілком першого барабана та частота обертання першого розпушувально-тріпального барабана.

Аналіз отриманих даних виконано методом математичної статистики та графоаналітичних методів, з використанням програмного забезпечення для обробки й аналізу статистичних даних.



Рисунок 5 – Процес сухого очищення забрудненої вовни на малогабаритній тріпальній машині МТ-001А-12

Відповідно до плану експерименту Бокса - Бенкіна другого порядку реалізовано 15 варіантів сполучень трьох факторів у конструкції малогабаритної тріпальної машини.

В якості критерію оптимізації прийняли величину витрат енергії  $E$  на реалізацію процесу сухого очищення забрудненої вовни, віднесено до одиниці ступеня її очищення  $\Delta Z$ , що визначається за формулою [5,6].

$$E = \frac{N}{Q \cdot \Delta Z}, \quad (1)$$

де  $E$  – витрати енергії на очищення забрудненої вовни, Дж/кг;

$N$  – споживана потужність на очищення забрудненої вовни, Вт;

$Q$  – подача забрудненої вовни, кг/с;

$\Delta Z$  – ступінь очищення забрудненої вовни, %;

Ступінь очищення забрудненої вовни визначається за формулою

$$\Delta Z = \frac{Z_1 - Z_2}{Z_1} \cdot 100 \%, \quad (2)$$

де  $Z_1, Z_2$  – забрудненість вовни відповідно до і після тріпання, %.

Аналіз результатів досліджень згідно прийнятої матриці планування дозволить

отримати регресійну модель впливу досліджуваних факторів на ступінь сухого очищення забрудненої вовни в розкодованому вигляді[5, 6]:

$$E = 31120,1 - 68.671 F + 0,2056 F^2 - 74.633 \Delta L + 6,2194 \Delta L^2 - 112,204 n + 0,1269n^2, (3)$$

де  $E$  – витрати енергії на очищення забрудненої вовни, Дж/кг;

$F$  – зусилля стискання живильних валків, Н;

$\Delta L$  – зазор між живильними валками і кілком першого барабана, мм;

$n$  – частота обертання першого барабана, об./хв.

Перевірка за критерієм Кохрена дозволяє зробити висновок про однорідність дисперсій. Оскільки розрахункове значення критерію Фішера менше за табличне, то прийняли гіпотезу про адекватність опису рівнянням (3) результатів експерименту з 95 %-ю ймовірністю.

Мінімальне значення  $E = 365,1$  Дж/кг отримали при:  $F = 167$  Н;  $\Delta L = 6$  мм;  $n = 442$  об/хв.

Для побудови поверхонь відгуку один із факторів фіксувався на оптимальному рівні. Варіанти поверхонь відгуку при оптимальних значеннях факторів ( $F = 167$  Н,  $\Delta L = 6$  мм,  $n = 442$  об/хв.) наведено на рис. 6-8.

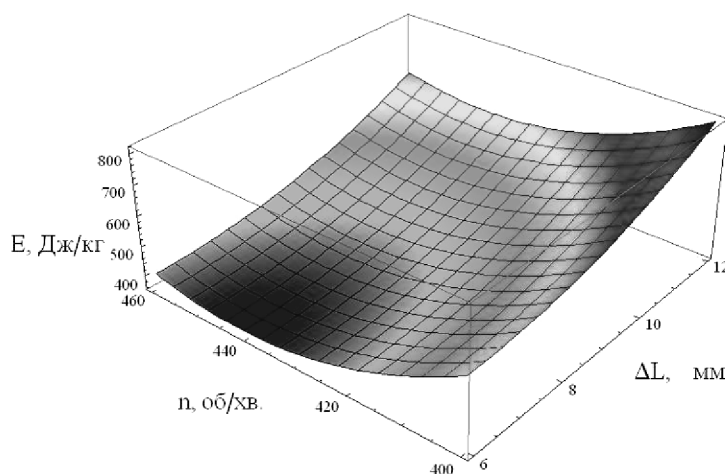


Рисунок 6 – Залежність критерію оптимізації  $E$  від  $n$  і  $\Delta L$  при  $F = 167$  Н

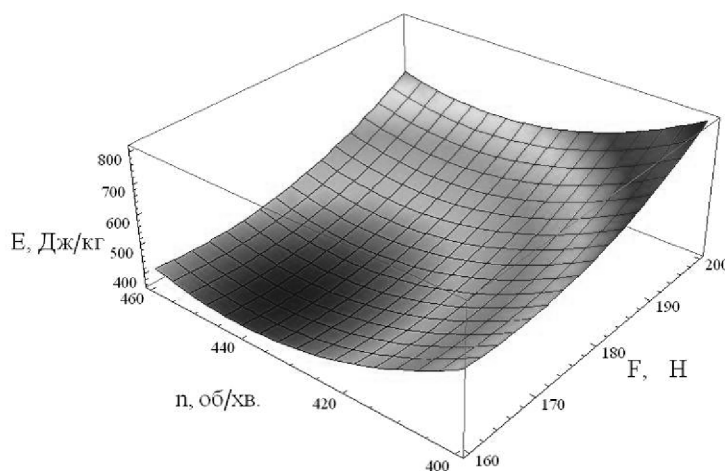


Рисунок 7 – Залежність критерію оптимізації  $E$  від  $n$  і  $F$  при  $\Delta L = 6$  мм

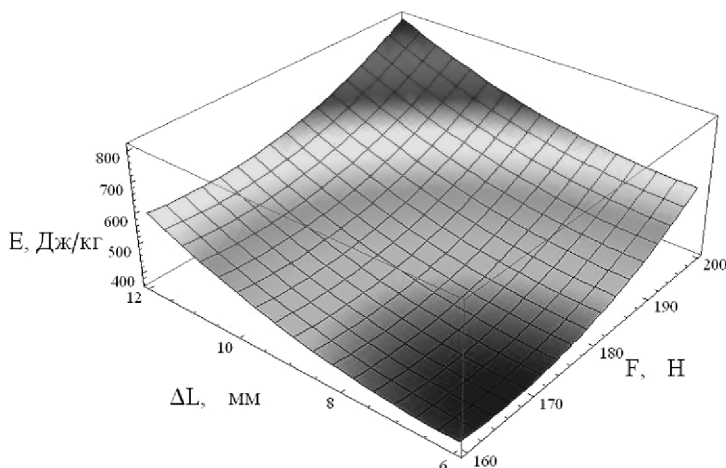


Рисунок 8 – Залежність критерію оптимізації  $E$  від  $\Delta L$  і  $F$  при  $n = 442$  об/хв.

Аналіз рівняння (3) та побудованих на його основі поверхонь відгуку (рис. 6-8) дозволяє наочно оцінити кількісний внесок кожного з досліджуваних факторів і визначити оптимальні їх співвідношення.

За результатами експериментальних досліджень визначено показники якості роботи малогабаритної тріпальної машини МТ-001А-12 (табл. 3).

Таблиця 3 – Показники якості роботи МТ-001А-12

№ зп	Показник	Значення показника	
		технологічні вимоги	за даними досліджень
1	Пропускна здатність за виробничий цикл, кг/год	не менше 100	162,8-270,0
2	Середня тривалість виробничого циклу очищення зразка забрудненої вовни, год	-	0,05
3	Середня забрудненість зразка вовни, %:	до сухого очищення (вихідна сировина)	12,03
		після сухого очищення	6,05
4	Ступінь очищення забрудненої вовни, %	не менше 40	43,1-56,3

1. Результати експериментальних досліджень процесу сухого очищення забрудненої овечої вовни за допомогою малогабаритної тріпальної машини МТ-001А-12 при різних заданих рівнях варіювання факторів, що найбільш вагомо впливають на показники якості її роботи, дозволили:

- отримати математичну модель другого порядку, яка адекватно описує процес сухого очищення забрудненої овечої вовни та провести її аналіз;

- визначити оптимальне значення конструктивно-технологічних параметрів малогабаритної тріпальної машини МТ-001А-12 при мінімальних витратах енергії  $E = 365,1$  Дж/кг на реалізацію процесу сухого очищення забрудненої овечої вовни: зусилля стискання живильних валків 167 Н, зазор між живильними валками і кілком першого барабана 6 мм та частота обертання першого розпушувально-тріпального барабана 442 об/хв.

2. У ході експерименту було з'ясовано, що малогабаритна тріпальна машина МТ-001А-12 стало виконує технологічний процес і забезпечує ступінь очищення забрудненої овечої вовни від 43,1 до 56,3%, що відповідає вимогам до такого типу тріпальних машин (не менше 40%).

## Список літератури

1. Горбунова Л. С. Первичная обработка шерсти / Л. С. Горбунова, Н. В. Рогачев, Л. Г. Васильева. - М.: Легкая и пищевая промышленность, 1981. – С. 352.
2. Тимошенко Н. К. Новые - старые проблемы промывки овечьей шерсти/ Н. К. Тимошенко, Н. В. Рогачев // Овцы, козы, шерстяное дело. – 2004. – № 2. – С. 18-20.
3. Туринський В. М. Обґрунтування і розробка системи технологічних рішень та способів виробництва продукції вівчарства: дис. ... доктора с.-г. наук: 06.02.04 / Туринський Василь Михайлович. – Асканія-Нова, 2005. – 416 с.
4. Тимошенко Н. К. Состояние и перспективы развития первичной обработки шерсти / Н. К. Тимошенко // Овцы, козы, шерстяное дело. – 2007. – №4. – С. 46-50.
5. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рошин. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
6. Барабашук В. И. Планирование эксперимента в технике / В. И. Барабашук, Б. П. Креденцер, В. И. Мирошниченко. – К.: Техніка, 1984. – 200 с.

**Igor Shevchenko, Viktor Lykhodid, Elchin Aliyev, Vasily Polusov**

*NSC "Institute of Agricultural Engineering and Electrification" of National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Department Bioecotechnical systems in animal husbandry, Zaporozhye*

### **The results of studies of the process of dry cleaning polluted wool**

The aim of the research is to improve the process of dry cleaning polluted ovine wool by improving the construction of compact scutching machine.

Presented the main results of experimental studies of compact scutching machine TM-001A-12 for dry cleaning polluted ovine wool and displayed an optimum combination of factors that primarily affect its work. A mathematical model that adequately describes the working process of dry cleaning polluted wool is obtained. Experimentally determined optimum values of design and technological parameters of the proposed design of compact scutching machine with minimum energy costs for the implementation of working process. Experimentally set that the proposed design of the product performs stable technological process and provides degree of purification of polluted wool from 43,1 to 56,3%, which meets the requirements for this type scutching machine (at least 40%).

The obtained results of research are the basis for the improvement of the working bodies of existing designs scutching machines similar purpose.

**sheep breeding, wool, pollution, fluffing up, scutching, compact scutching machine, degree of purification, research**

Одержано 09.09.13

УДК 519.87:631.333.4

**Л.П. Серета, проф., канд. техн. наук, М.М. Чернявський, асп.**  
*Вінницький національний аграрний університет, м. Вінниця*

## Моделювання переміщення ґрунту і розміщення рідких біодобри в ґрунті після операції внесення плоскоріжучим стрілочастим знаряддям

Важливими факторами якісного підґрунтового внесення рідких добрив є їх достатнє закриття за рахунок переміщення ґрунту під дією знаряддя, а також вигідне їх розміщення. Дана стаття присвячена дослідженню і розробці математичних моделей цих двох процесів. В якості рідкого добрива пропонується використати залишковий субстрат виробництва біогазу, що відомий своїм доброякісним впливом на структуру ґрунту та розвиток рослин. Для операції внесення рідкого біодобрива в ґрунт було обрано плоскоріжуче стрілочасте знаряддя, оскільки воно забезпечує найкраще розміщення добрива. Представлена математична модель переміщення ґрунту показує, що даний процес залежить від робочої ширини знаряддя, кута його розхилу, глибини і швидкості обробітку. Розміщення біодобрива характеризується площею змішування з ґрунтом, яка залежить від норми внесення, об'ємної щільності ґрунту та вмісту в ньому вологи.

**ґрунт, профіль, плоскоріжуче знаряддя, біодобриво, моделювання, переміщення, розміщення**

**Л.П. Серета, М.М. Чернявський**  
*Вінницький національний аграрний університет, г. Вінниця*

**Моделирование перемещения ґрунта и размещения жидких биодобрений в почве после операции внесения плоскорезущим стрелчатым орудием**

Важними факторами качественного подпочвенного внесения жидких удобрений является их достаточное закрытие за счет перемещения ґрунта под действием орудия, а также выгодное их размещение. Данная статья посвящена исследованию и разработке математических моделей этих двух процессов. В качестве жидкого удобрения предлагается использовать остаточный субстрат производства биогаза, который известен своим доброкачественным влиянием на структуру почвы и развитие растений. Для операции внесения жидкого биоудобрения в почву было избрано плоскорезущее стрелчатое орудие, поскольку оно обеспечивает наилучшее размещение удобрения. Представленная математическая модель перемещения ґрунта показывает, что данный процесс зависит от ширины орудия, угла его расхождения, глубины и скорости обработки. Размещение биоудобрения характеризуется площадью смешивания с почвой, которая зависит от нормы внесения, объемной плотности почвы и содержания в ней влаги.

**почва, профиль, плоскорезущее орудие, биоудобрение, моделирование, перемещение, размещение**

**Вступ.** Переміщення ґрунту або його перерозподіл після операції обробітку ґрунту має важливе значення в декількох аспектах, таких як включення добрив, закривання рослинних залишків і захист ґрунту від вітрової та водної ерозії. Дослідження переміщення ґрунту досить складне тому, що включає в себе безліч факторів, таких як типи ґрунтів і їх властивості, види знарядь обробки ґрунту та їх робочі параметри і т.п. Розробка математичної моделі може допомогти зрозуміти фізичні процеси, які відбуваються після проходження ґрунтообробного знаряддя.

Вагомим питанням також є розміщення рідких добрив у ґрунті після внесення, оскільки для отримання доброго урожаю важливо знати оптимальну їх кількість внесення. В якості добрив можна використати рідкий субстрат, що залишається після виробництва біогазу, адже він являється цінним високоякісним біодобривом, що за

своїми властивостями перевершує традиційні мінеральні та органічні добрива. Внесення такого добрива на сільськогосподарських поля збільшує врожайність на 5-10%. Внесення саме у ґрунт вважається ефективним підходом до зменшення потенційних негативних впливів на навколишнє середовище, таких як втрата поживних речовин і неприємний запах (якщо це рідкий гній). Проте одним з недоліків внутрішньо-ґрунтового внесення є те, що добриво розміщується в ґрунті у вигляді смуг. Велика відстань між смугами добрив може призвести до нестачі поживних речовин між смугами, тим самим викликаючи нерівномірний урожай. Використання малих відстаней зменшить брак поживних речовин, але може призвести до надмірної їх концентрації, що в подальшому може негативно вплинути на врожайність. При цьому відстань між смугами добрив та краще перемішування їх з ґрунтом може знизити ризик денітрифікації та сприяти аеробній стабілізації ґрунту. Таким чином, розміщення рідких біодобрив в ґрунті є важливим чинником, який впливає на продуктивність врожаю і навколишнє середовище.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Дослідження проведені вченими [1] із плоскоріжучими знаряддями показали, що висота і ширина гребенів збільшується зі збільшенням швидкості руху. Інші вчені [2] також встановили, що більша швидкість і кут розпушування стрілоподібної лапи призводить до більшого руху ґрунту і створення більш високих гребенів. Дослідники [3] вивчаючи бічний рух ґрунту в різних ґрунтових умовах під дією плоскоріжучого і долотоподібного робочого знаряддя на швидкості 5 - 8 км/год, дійшли до висновку, що різні знаряддя створюють ґрунтовий профіль різної геометрії, параметри ґрунтового профілю залежать також від швидкості обробки ґрунту, об'ємної щільності ґрунту та вмісту вологи в ґрунті.

Зовсім недавно, дослідники почали визначати кількісне розподілення рідких добрив у ґрунті після внесення. Дехто використовує метод простежування забарвлення [2], щоб визначити кількість добрив на поверхні ґрунту та сконцентрованих в зоні змішування нижче поверхні. Також вручну виміряють максимальне бічне і вертикальне поширення добрив в ґрунті після внесення [4]. Визначають ширину і глибину розподілення рідини за поперечним перерізом ґрунту після внесення. Встановлюють розміщення суспензії у верхньому шарі ґрунту, використовуючи візуальні оцінки та аналіз зображень. Найчастіше використовують зону змішування ґрунту і добрив відразу після внесення для кількісної оцінки розподілення добрив у ґрунті [5].

**Постановка завдання.** Метою даної статті є дослідження впливу параметрів операції внесення добрив на переміщення ґрунту після проходу плоскоріжучого знаряддя для внесення рідких добрив, також дослідження і розробка математичної моделі для прогнозування площі зони змішування ґрунту і добрив, що утворюється під дією плоскоріжучого знаряддя.

**Виклад основного матеріалу.** У дослідженні [6] пропонується математична модель переміщення ґрунту після обробки плоскоріжучим знаряддям (рис. 1). Бічне переміщення розраховане в моделі, було використане в якості індексу бічного руху ґрунту ( $b_0$ ). Профіль гребня ( $A_1TA_2$ ) спрощено у вигляді рівнобедреного трикутника. Точку  $C$  пов'язано з центральною точкою правого крила плоскоріжучого знаряддя. Точка  $D$  є серединою бічного переміщення ґрунту. Параметри, що описують ґрунтовий профіль включають відстань між гребнями ( $2b_0$ ), висоту гребня ( $h$ ), ширину переміщення ґрунту ( $2b$ ), глибину борозни ( $d_1$ ) і кут гребня ( $\varphi = \varphi_i = \varphi_0$ ). Кут гребня припускається незмінним. Отже, змодельований гребінь або рівнобедрений трикутник буде "переміщатись" на більш широку область із збільшенням швидкості обробки ґрунту, висота гребня і глибина борозни змінюються відповідно.

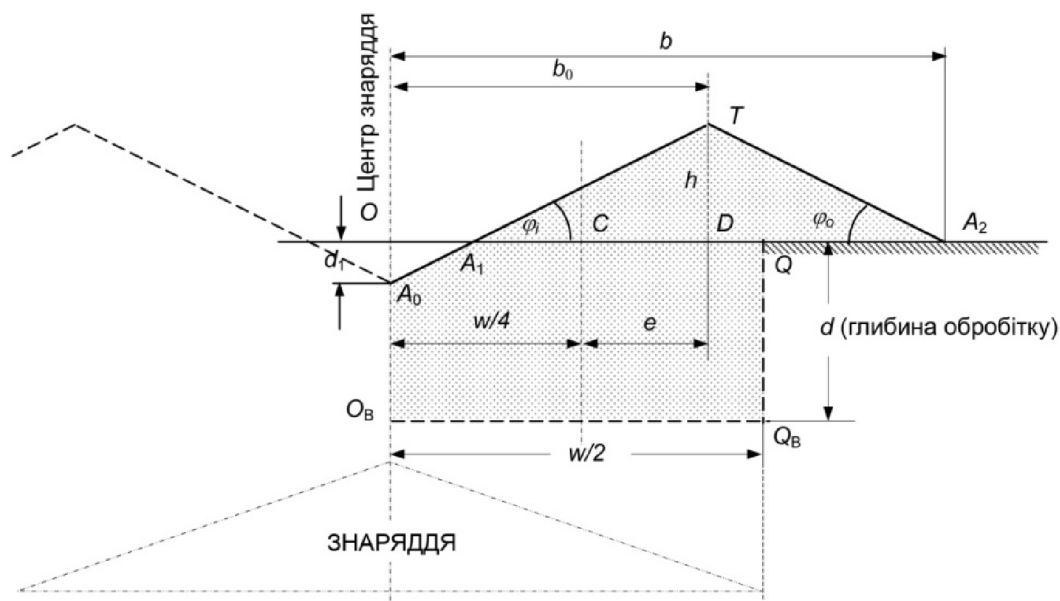


Рисунок 1 – Геометричні залежності профілю ґрунту після обробки плоскоріжучим знаряддям ( $d$  - глибина обробки;  $w$  - ширина знаряддя;  $e$  - середнє бічне переміщення ґрунту)

У результаті більш детального дослідження видно, що профіль ґрунту можна охарактеризувати, як рівнобедрений трикутник, якщо швидкість обробки буде 5 км/год. Тим не менше, ці результати показують, що із збільшенням швидкості обробки ґрунту зовнішній кут гребня  $\varphi_o$  як правило, менший ніж внутрішній. Припущення форми рівнобедреного трикутника не підходить. Збільшення швидкості обробки ґрунту призводить до більшого розкидання ґрунту і збільшення глибини борозни ( $d_1$ ). Отже, ширина порушення ґрунту стає більшою. Відстань між гребнями ( $2b_0$ ) і ширина переміщення ґрунту ( $2b$ ) значно зростають із збільшенням швидкості обробки ґрунту. Внутрішній кут гребня ( $\varphi_i$ ) значно зменшується, коли швидкість обробки ґрунту збільшується до 7,5 км/год, але він не змінюється при швидкості 10 км/год. Зовнішній кут гребня ( $\varphi_o$ ) зменшився при збільшенні швидкості обробки ґрунту, і був менший, ніж  $\varphi_i$ . Внаслідок гребені як правило, були плоскішими на більш високій швидкості обробки ґрунту.

Отже, профіль гребня дуже близький до рівнобедреного трикутника при швидкості 5 км/год. Тим не менше, немає ніяких доказів припущення про утворення рівнобедреного трикутника на швидкостях 7,5 і 10 км/год. Це доводить, що модель, розроблена в попередньому дослідженні не підходить для обробки ґрунту зі швидкістю вище 5 км/год.

Борозна формується між двома гребенями, а гребені симетричні відносно центру знаряддя. Гребень, показаний на рис. 2 має два нижніх кута:  $\varphi_i$  і  $\varphi_o$ . Кут  $\varphi_i$  називається внутрішнім кутом гребеня і  $\varphi_o$  називається зовнішнім кутом гребеня. Параметри, що описують ґрунтовий профіль включають відстані між гребнями ( $2b_0$ ), ширину переміщення ґрунту ( $2b$ ), висоту гребеня ( $h$ ), та глибину борозни ( $d_1$ ).

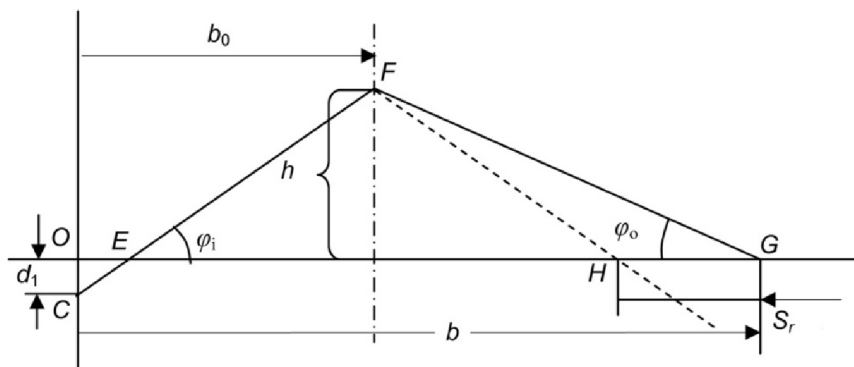


Рисунок 2 – Покращені геометричні залежності профілю ґрунту після обробки плоскоріжучим знаряддям ( $S_r$  - середнє бічне переміщення ґрунту коченням/ковзанням)

Переміщення ґрунту, що використовується для визначення профілю ґрунту може бути обчислене з використанням наступних рівнянь [6].

$$S_f = d \frac{\cos(\beta - \xi) - \cos \beta}{2 \sin \beta} + \frac{w}{4} (1 - \cos \xi), \quad (1)$$

$$S_p = y - y_0 = \frac{v_y}{g} \left( \sqrt{v_z^2 + 2z_0 g} + v_z \right), \quad (2)$$

$$S_r = \frac{v_y^2}{2\mu g}, \quad (3)$$

$$\begin{cases} v_y = \left\{ \left( \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} v_t + \frac{\sqrt{2}}{2} \alpha v_t \right) \sin(\beta - \alpha) + \frac{\sqrt{2}}{2} \xi v_t \right\} \cos(\beta - \xi) \\ v_z = \left\{ \left( \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} v_t + \frac{\sqrt{2}}{2} \alpha v_t \right) \sin(\beta - \alpha) + \frac{\sqrt{2}}{2} \xi v_t \right\} \sin(\beta - \xi) \end{cases} \quad (4)$$

Залежності між параметрами, використаними в моделі, показаній на рис. 2 виводяться у вигляді рівнянь 5 - 9.

$$b_0 = \frac{w}{4} + S_f + S_p, \quad (5)$$

$$h = \frac{1}{2} \left( \sqrt{(2b_0 + S_r)^2 + (2\pi - 4)wd \cot \varphi_i + 4b_0^2} - (2b_0 + S_r) \right) \tan \varphi_i, \quad (6)$$

$$d_1 = b_0 \tan \varphi_i - h, \quad (7)$$

$$b = b_0 + h \cot \varphi_i + S_r, \quad (8)$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1} \left( \frac{h}{h \cot \phi_i + S_r} \right), \quad (9)$$

де  $x_0, y_0, z_0$  - координати центральної точки на задній кромці крила знаряддя, м;

$S_f$  - бічна складова примусового переміщення, м;

$S_p$  - бічна складова переміщення розкиданням, м;

$S_r$  - бічне середнє переміщення коченням і ковзанням, м;

$d$  - глибина обробітку, м;

$g$  - прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>;

$w$  - ширина знаряддя, м;

$v_t$  - швидкість переміщення знаряддя, м/с;

$v_y$  - бічна складова швидкості переміщення ґрунту, м/с;

$v_z$  - вертикальна складова швидкості переміщення ґрунту, м/с;

$\alpha$  - кут розхилу плоскоріжучого стрілкового знаряддя, рад;

$\beta$  - кут неоднорідності ґрунту  $\beta = 45^\circ - \phi/2$ , рад;

$\phi$  - кут внутрішнього тертя ґрунту, рад;

$\xi$  - кут бічного нахилу стрілоподібного знаряддя або кут нахилу до осі  $u$ , рад;

$\mu$  - коефіцієнт тертя між поверхнею ґрунту і грудкою.

Для розробки моделі розміщення добрива необхідно враховувати режим внесення, так як він впливає на розподіл рідкого добрива в ґрунті. Режими внесення можна розділити на режим внесення «до засипання ґрунтом» та режим внесення «після засипання ґрунтом». Засипання відбувається за рахунок падіння ґрунту назад в борозну під час переміщення знаряддя. Режими внесення добрив відрізняються послідовністю виникнення розміщення добрив та засипання ґрунтом. Припускається, що ця послідовність визначається типом знаряддя внесення. Режим внесення «перед засипанням ґрунтом» часто спостерігається для плоскоріжучих знарядь внесення. Плоскоріжуче знаряддя має велику площу поверхні, щоб підняти ґрунт при створенні борозни, що дозволяє добриву вноситись в борозну перед тим як відбудеться засипання ґрунтом. Режим внесення «після засипання ґрунтом» часто спостерігається для долотоподібних знарядь вприскування. Таке знаряддя внесення, створюючи борозну, ріже ґрунт, але не піднімає його. Таким чином, відбувається мале засипання ґрунтом.

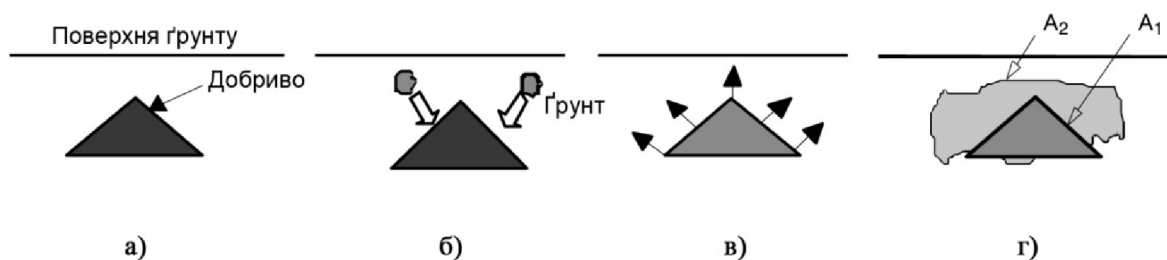
Коли використовується плоскоріжуче знаряддя, ґрунт рухається по поверхні знаряддя, створюючи порожнину між поверхнею знаряддя і дном борозни. Біодобриво доставляється в порожнину у вигляді концентрованої рідини (рис. 3а). Потім воно переміщується в результаті засипання ґрунтом (рис. 3б), в той час як знаряддя рухається через ґрунт. Цей процес можна назвати зміщенням біодобрива. Слідом за цим процесом, зміщене біодобриво рухається у пори навколишнього ґрунту (рис. 3в), і це називають процесом руху біодобрива. Тоді утворюється зона змішування біодобрива і ґрунту (рис. 3г). Слід зазначити, що модель стосується тільки одиначної відстані по напрямку руху знаряддя внесення. Таким чином, розглядається тільки поперечний переріз зони змішування біодобрива і ґрунту. Площа цього перерізу розглядається як сума прилеглих двох площ (рис. 3г):

$$A_{зм} = A_1 + A_2, \quad (10)$$

де  $A_{зм}$  - площа поперечного перерізу зони змішування біодобрива і ґрунту, м<sup>2</sup>;

$A_1$  – площа поперечного перерізу зони змішування біодобрива і ґрунту утворена в результаті розміщення біодобрива,  $\text{м}^2$ ;

$A_2$  – площа поперечного перерізу зони змішування біодобрива і ґрунту утворена в результаті процесів зміщення і руху біодобрива,  $\text{м}^2$ .



а) розміщення біодобрива в порожнині ґрунту; б) зміщення біодобрива в результаті засипання ґрунтом; в) рух біодобрива в ґрунті; г) остаточна зона змішування біодобрива і ґрунту

Рисунок 3 – Схема перерозподілу рідкого біодобрива в ґрунті після внесення для режиму «до засипання ґрунтом»

Були зроблені наступні припущення для визначення площ в рівнянні 10:

- порожнини зробленої знаряддям достатньо для вміщення введеного добрива;
- засипаного ґрунту достатньо для зміщення всього введеного біодобрива;
- грудочки ґрунту мають сферичну форму і однакові розміри.

Площа  $A_1$  розглядається як площа поперечного перерізу введеного біодобрива до того як відбудеться засипання ґрунтом. Таким чином, ця площа дорівнює мікронормі внесення біодобрива:

$$A_1 = r, \quad (11)$$

де  $r$  – мікронорма внесення біодобрива,  $\text{м}^3 \text{ м}^{-1}$ .

$$r = \frac{Rs}{10000}, \quad (12)$$

де  $R$  – норма внесення біодобрива,  $\text{м}^3 \text{ га}^{-1}$ ;

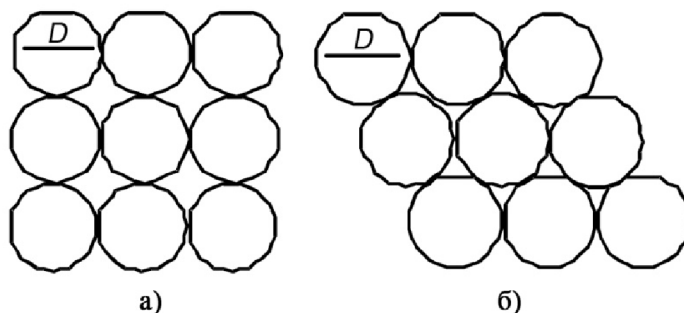
$s$  – відстань між знаряддями внесення, м.

Щоб визначити площу  $A_2$ , спочатку необхідно знайти кількість грудочок, які можуть міститися в площі  $A_1$ . Їх мінімальна і максимальна кількість відповідає ситуаціям, показаним на рис. 4а та 4б відповідно. На практиці грудочки розподіляються випадково, а їх кількість випадає між цими двома ситуаціями. Оскільки різниця між зазначеними мінімальною та максимальною кількістю мала, для моделі використовується мінімальна кількість для спрощення. Теоретично мінімальна кількість грудочок в площі  $A_1$  дорівнює:

$$n_{\min} = \frac{A_1}{D^2}, \quad (13)$$

де  $n_{\min}$  – мінімальна кількість грудочок, які сприяють зміщенню біодобрива;

$D$  – діаметр грудочки (м).



а) мінімальна і б) максимальна кількість грудочок в межах даної площі ( $D$  - діаметр грудочки)

Рисунок 4 – Схема розташування сферичних грудочок ґрунту

На одиничному відрізку переміщення знаряддя кількість біодобрива зміщеного в результаті грудочок, що засипають порожнину, після розміщення там рідкого біодобрива (рис. 3б) дорівнює загальній площі всіх грудочок. Це означає, що грудочки не поглинають біодобриво. Це припущення підтверджує той факт, що перерозподіл біодобрива в ґрунті відбувається миттєво:

$$a_{\text{біо}} = n_{\text{min}} a_{\text{сп}} , \tag{14}$$

де  $a_{\text{біо}}$  – кількість біодобрива зміщеного грудочками на одиничному відрізку переміщення знаряддя,  $\text{м}^2$ ;

$a_{\text{сп}}$  – площа поперечного перерізу горудочки,  $\text{м}^2$ .

Підставивши,  $a_{\text{сп}} = \frac{\pi D^2}{4}$  і об'єднавши рівняння 11, 13 і 14 отримаємо:

$$a_{\text{біо}} = \frac{\pi r}{4} . \tag{15}$$

Площа в результаті процесів зміщення і руху біодобрива визначається як:

$$A_2 = \frac{a_{\text{біо}}}{\sigma \varphi_{\text{газ}}} , \tag{16}$$

де  $\varphi_{\text{газ}}$  – газонаповнення ґрунтових пор в  $A_2$ , безрозмірна;

$\sigma$  – постійна розміщення рідини в ґрунті, яка коливається в межах від 0 (жодна з газонаповнених пор ґрунту не заповнена рідким біодобривом) до 1 (всі газонаповнені пори ґрунту заповнені рідким біодобривом).

Рівняння 16 пояснює, що зміщене біодобриво рухається в пори навколишнього ґрунту і заповнює частину газонаповнених пор ґрунту. Замінивши  $A_1$  і  $A_2$  в рівнянні 10 рівняннями 11, 15 і 16, отримаємо:

$$A_{\text{зм}} = r + \frac{\pi r}{4\sigma\varphi_{\text{газ}}} . \tag{17}$$

Газонаповнення пор ґрунту в рівнянні 17, може бути визначене з використанням об'ємної щільності ґрунту і вмісту вологи наступним чином:

$$\varphi_{\text{газ}} = 1 - \frac{\rho_b}{\rho_s} - \theta, \quad (18)$$

де  $\rho_b$  – об'ємна щільність сухого ґрунту,  $\text{мг/м}^{-3}$ ;

$\rho_s$  – щільність часток ґрунту,  $\text{мг/м}^{-3}$ ;

$\theta$  – об'ємний вміст вологи,  $\text{м}^3 \text{ м}^{-3}$ .

Замінивши  $\varphi_{\text{газ}}$  в рівнянні 17 рівнянням 18 отримаємо:

$$A_{\text{зм}} = r + \frac{\pi r}{4\sigma \left( 1 - \frac{\rho_b}{\rho_s} - \theta \right)}. \quad (19)$$

**Висновки.** В результаті дослідження процесів переміщення ґрунту і розміщення рідких біодобрив, виділено основні параметри, що на них впливають, виведено їх основні залежності на основі яких розроблено математичні моделі. З огляду на це можна зробити наступні висновки:

– збільшення швидкості обробітку призводить до збільшення ширини переміщення ґрунту  $2b$  і відстані між гребнями  $2b_0$ . При цьому їх висота  $h$  зменшується;

– внутрішній кут гребеня  $\varphi_i$  зменшується із збільшенням швидкості, проте він завжди більший ніж зовнішній  $\varphi_0$ . Це означає, що сформований гребень має форму різностороннього трикутника;

– збільшення глибини внесення добрив ( $d_1$ ) спричиняє формування гребенів більшої висоти із більшою відстанню між ними ( $2b_0$ );

– розміщення рідких добрив залежить від типу знаряддя внесення. Площа зони змішування добрива і ґрунту  $A_{\text{зм}}$  збільшується із збільшенням норми внесення і зменшується при збільшенні об'ємної щільності ґрунту і вмісту вологи.

## Список літератури

1. Dowell F. E. Cultivator speed and sweep spacing effects on herbicide incorporation / F. E. Dowell, J. C. Siemens, L. E. Bode. – Transactions of the ASABE, 1988.
2. Changes in soil microtopography by tillage with a sweep / [H. M. Hanna, D. C. Erbach, S. J. Marley, S. W. Melmin]. – Transactions of the ASABE, 1993.
3. Sharifat K. Lateral soil movement by tillage tools / K. Sharifat, R. L. Kushwaha. – St. Joseph, Mich.: ASAE, 1999.
4. Chen Y. High performance tool for slurry injection / Y. Chen, X. Ren. – Soil Tillage Res., 2002.
5. Slurry distribution in soil as influenced by slurry application micro rate and injection tool type / [S. Rahman, Y. Chen, K. Buckley, W. Akinremi]. – Biosystems Eng., 2004.
6. Liu J. Modeling of Soil Profile Produced by a Single Sweep Tool [Електронний ресурс] / J. Liu, R. L. Kushwaha – Режим доступу: <http://ecommons.library.cornell.edu/handle/1813/10586>

**Leonid Sereda, Micheslav Cherniavskiy**

*Vinnitsa National Agrarian University, Vinnitsa*

**Modeling of soil displacement and location of liquid biofertilizers in the soil after injection operation of sweep tool**

Important factors of quality application of liquid fertilizers into ground is their adequate closure by moving soil under tool action and favorable placement. This paper focuses on the research and development of mathematical models of these two processes. As the liquid fertilizer is suggested to use the remaining substrate of biogas production that is known for its benign effect on soil structure and plant growth. For the operation of liquid biofertilizers application in soil was chosen sweep tool because it provides the best placement of the

fertilizer. A mathematical model of the movement of soil indicates that this process depends of the working width of the tool, front angle, depth and speed of treatment. Placing of biofertilizers characterized by an area of mixing with the soil, that depending of application rate, soil bulk density and moisture content in it.  
**soil, profile, sweep tool, biofertilizer, modeling, movement, location.**

Одержано 24.10.13

УДК 631.362.333

**Л.М.Тіщенко, проф., д-р техн. наук, академік НААНУ, С.А.Богданович, асп.**  
*Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. П.Василенка, Харків*

## Експериментальне дослідження впливу вібрації на ефективність процесу скальперування зернового вороху

Наведені результати експериментального дослідження технологічного процесу сепарування зернового вороху барабаним скальператором при обертальному русі решета і при накладенні вібрації.  
**скальператор, циліндричне решето, зерновий ворох, вібрація, ефективність**

**Л.М.Тіщенко, С.А.Богданович**  
*Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства им. П.Василенко, Харьков*  
**Экспериментальное исследование влияния вибрации на работу эффективности процесса скальперирования зернового вороха**

Приведены результаты экспериментального исследования технологического процесса сепарирования зернового вороха барабанным скальператором при вращательном движении решета и при наложении вибрации.  
**: скальператор, цилиндрическое решето, зерновой ворох, вибрация, эффективность**

**Постановка проблеми.** У технологічних лініях післязбирального обробітку зернового вороху, що поступає від комбайну, для видалення крупних домішок широко використовуються барабанні скальператори. Робочими органами таких скальператорів є циліндричні решета, що мають отвори, розміри яких перевищують розміри зерен культури, що обробляється. Суттєвим недоліком роботи цих машин є недостатня питома продуктивність.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Для підвищення продуктивності скальператорів виробники збільшують розміри решіт, тим самим зменшуючи питому продуктивність і збільшуючи енергетичні витрати. Для підвищення інтенсивності сегрегації пропонуються різні конструкторські рішення, такі як використання ворушилок, зміна форми решета, поздовжні пластини для закидання вороху на вільну поверхню решета і ін. Однак результати роботи цих конструкцій показали, що суттєво підвищити ефективність скальперування вороху ні по одному із перерахованих способів не вдається.

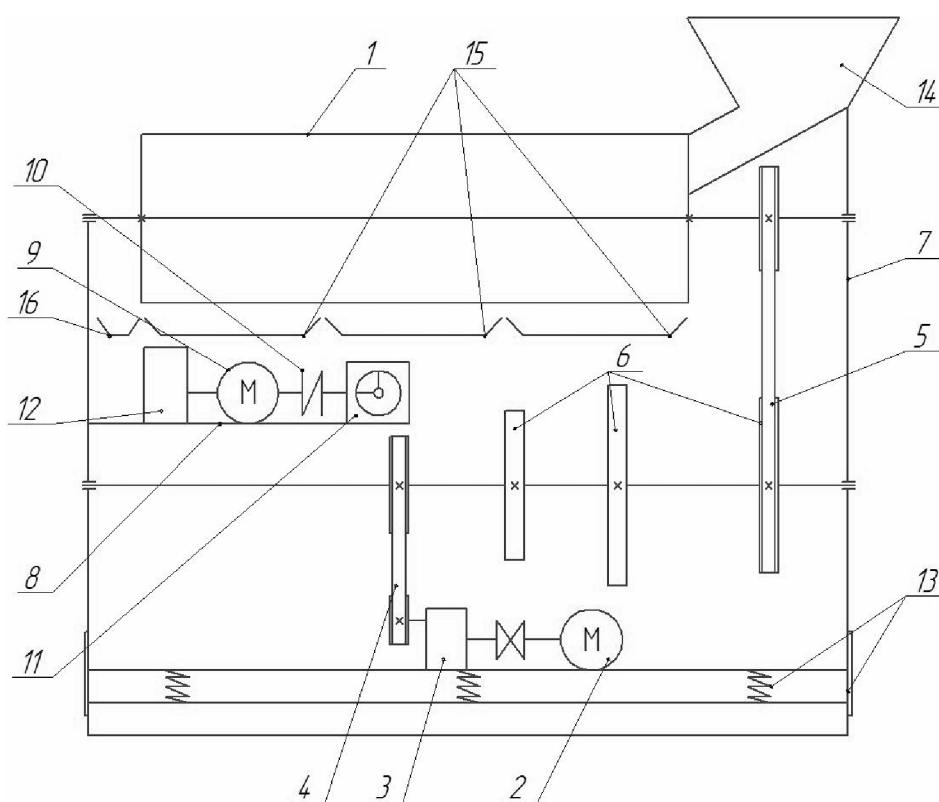
Радикальним рішенням вказаної проблеми є накладення вібрації на рівномірне обертання циліндричних решіт зернових сепараторів [1-3]. При дії вібрації на зерновий

ворох збільшується інтенсивність його сегрегації і підвищується ефективність сепарування. Теоретичні дослідження такого впливу виконувались як на рівні руху матеріальної точки, так і з використанням теорії швидких зсувових рухів і динаміки в'язкої рідини [4-6].

Проведеним аналізом відомих публікацій встановлено відсутність досліджень, в яких було б виконане порівняння ефективності сепарування на горизонтальному циліндричному решеті, що здійснює тільки рівномірне обертання, і на тому ж решеті, на обертання якого накладається вібрація.

**Формулювання мети.** Метою роботи є виконання і аналіз порівнювального дослідження ефективності циліндричного решета при його тільки обертальному русі і з додаванням вібрації.

**Виклад основного матеріалу.** Експерименти проводили на установці розробленій в науково-дослідній лабораторії вібровідцентрових зерноочисних машин ХНТУСГ, головним робочим органом якої було горизонтальне циліндричне решето.



- 1 – барабан з решетою; 2 – електродвигун привода обертання барабана; 3 – редуктор черв'ячний;  
 4; 5 – передачі клинопасові; 6 – шківні змінні; 7 – рама установки; 8 – рамка вібробудника;  
 9 - електродвигун привода вібробудника; 10 – муфта пружна; 11 – вібробудник; 12 – перетворювач частотний; 13 – пружини; 14 – бункер; 15 – ємності для проходової фракції;  
 16 – ємність для сходової фракції

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки

Виготовлена експериментальна установка дає можливість зміни: частоти обертання циліндричного решета в діапазоні, який дозволяє створювати необхідний режим руху зернового потоку; амплітуди, частоти і направленості вібрації; початкової подачі зернового вороху в решето.

Дослідження виконували із зерновим ворохом пшениці з середніми показниками гранулометричного складу, натуре, щільності, вологості та засміченості згідно з ДСТУ 4138-2002

Головним показником якості роботи скальператора є ефективність процесу скальперування. Виніс повноцінного зерна зі сходом (з крупними домішками) згідно зі стандартом обмежується, тому він теж визначався як показник якості процесу згідно з ГОСТ 20915-75

Дослідження проводили шляхом порівняння ефективності процесу при тільки обертальному русі решета скальператора і при додаванні до цього руху вібрації.

Ефективне сепарування зернового вороху в циліндричному решеті, що обертається, можливе при перемішуванні матеріалу при його русі. Такий режим руху зернового шару можна одержати, якщо частота обертання циліндра не перевищує деякого критичного значення. Для діаметра решета  $D=0,25\text{м}$  критична частота обертання решета складає 90 об/хв. Частота обертання сучасних серійних барабаних скальператорів не перевищує цього значення (згідно з паспортними даними скальператору А1-БЗО виробництва ПАО «Вібросепаратор»).

На рис.2 наведені зміни якісних показників роботи скальператора в залежності від частоти обертання решета при відсутності вібрації. При однаковій початковій подачі найвищу ефективність сепарування і найменший виніс повноцінних зерен зі сходом одержано при частоті обертання  $\Omega = 60$  об/хв. Це свідчить про те, що при цій частоті створюється режим руху зернового вороху найбільш сприятливий для його перемішування а, значить, і для сепарування.

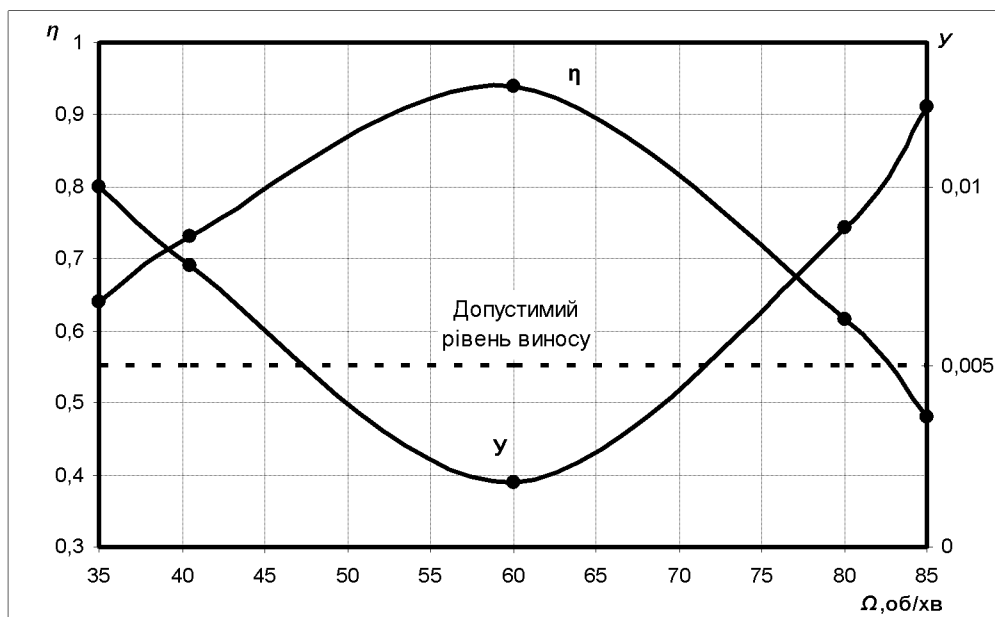


Рисунок 2 – Вплив частоти обертання циліндричного решета на ефективність сепарування скальператора і виніс зерен зі сходом

При менших частотах обертання ( $\Omega = 40$  об/хв.) шар зернового вороху знаходиться в режимі циркуляційного руху, а при  $\Omega = 80$  об/хв стан зернового шару є близьким до кільцевого. В обох випадках перемішування і сегрегація шару погіршуються, тому відповідно погіршуються й якісні показники процесу.

Збільшення початкової подачі зернового вороху призводить до погіршення якісних показників процесу скальперування (рис. 3). Результати одержані при раціональній

частоті обертання решета  $\Omega = 60$  об/хв. Як видно із рисунка, максимальна початкова подача, при якій можна одержати допустимий рівень виносу повноцінних зерен зі сходом, дорівнює 2 кг/с. Подальше збільшення початкової подачі, а, значить, і

продуктивності скальператора, решето якого тільки обертається, неможливе через перевищення нормативного якісного показника.

Напрямок коливань, прикладених до скальператора, визначали в двох площинах : горизонтальні (осьові)- в горизонтальній площині, у якій розміщена вісь обертання решета, і вертикальні – у площині перпендикулярній до горизонтальної.

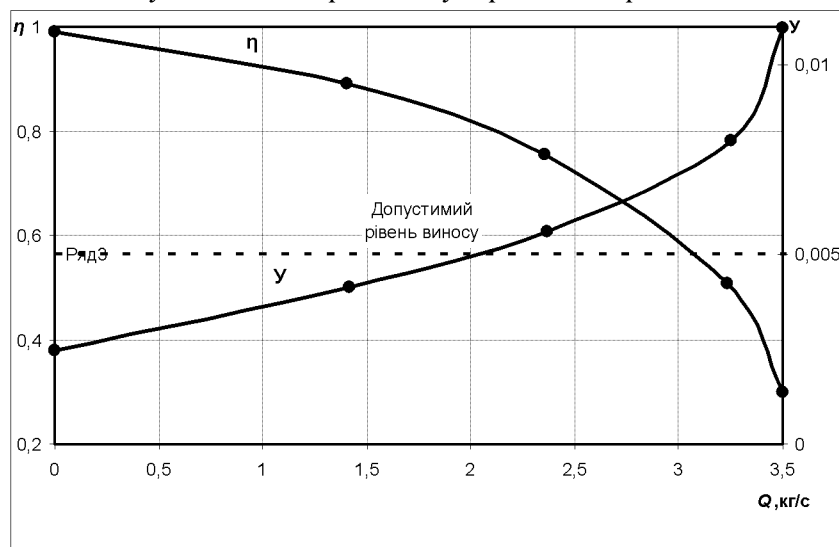
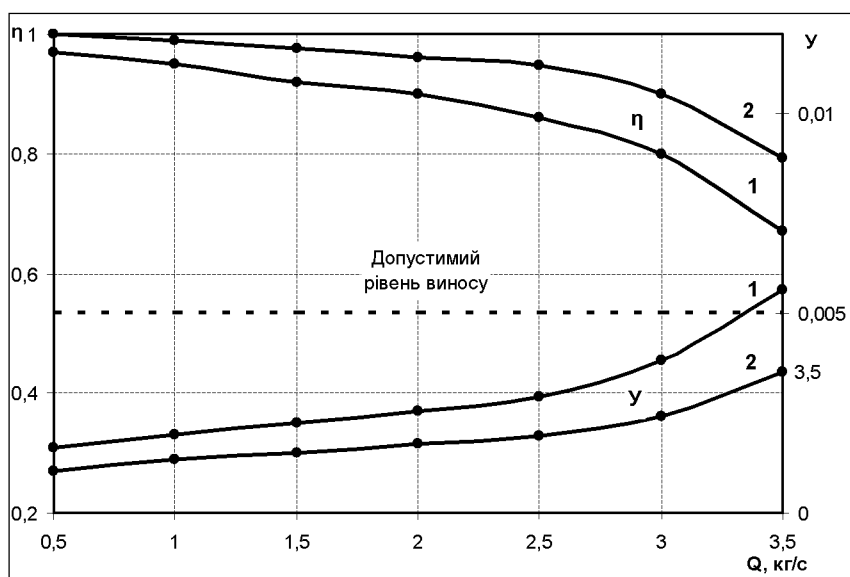


Рисунок 3 – Вплив початкової подачі зернового вороху на ефективність сепарування скальператора і виніс зерен зі сходом

Вплив вібрації на якісні показники процесу скальперування зернового вороху показаний на рис. 4. По-перше, слід відзначити, що при додаванні вібрації до обертального руху решета якісні показники роботи скальператора значно менше залежать від величини початкової подачі вороху на решето. Це дає можливість збільшувати продуктивність машини без суттєвого зменшення якісних показників процесу.

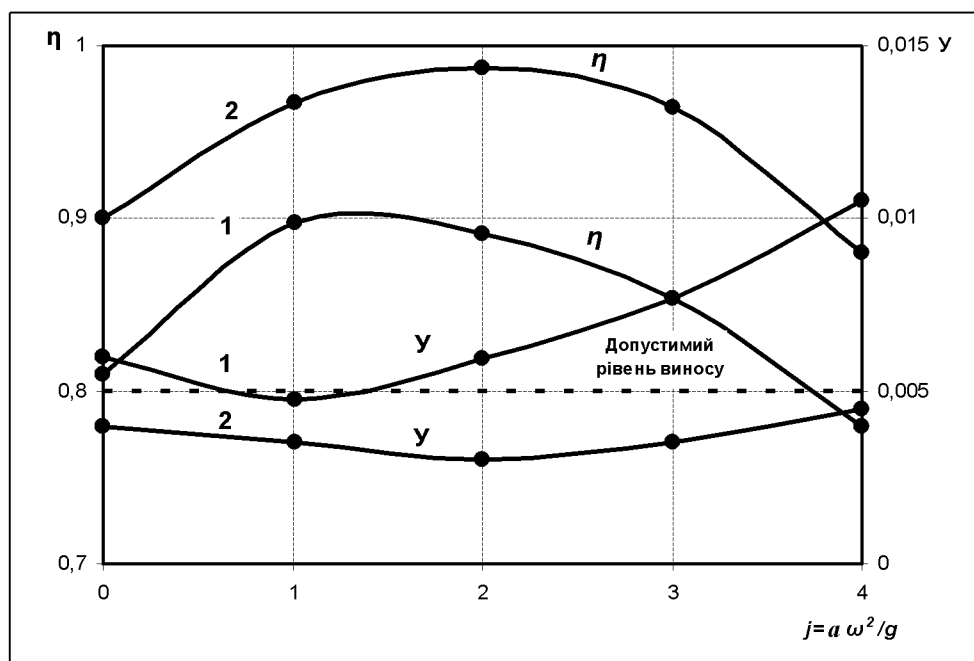


1-горизонтальні коливання; 2-вертикальні

Рисунок 4 – Вплив початкової подачі зернового вороху на ефективність сепарування скальператора і виніс зерен зі сходом при накладанні вібрації:

Проведеним аналізом результатів дослідження встановлено, що вплив частоти вібрації і її амплітуди на показники процесу скальперування мають ідентичний характер. Як комплексний показник інтенсивності вібрації прийняте відношення прискорення коливань до прискорення вільного падіння  $j = a\omega^2 / g$ , де  $a$  – амплітуда,  $\omega$  – частота накладеної вібрації. Як видно із рис. 5, якісні показники процесу мають найкращі значення: при вертикальних коливаннях при  $j=2g$ , при горизонтальних коливаннях  $j=1,2g$ . При горизонтальних коливаннях винос зерен з домішками не перевищує допустиме значення тільки при раціональній інтенсивності вібрації.

Усе це свідчить про те, що додавання вібрації до обертового руху решета сприяє покращенню умов для сепарування зернового вороху.



1-горизонтальні коливання; 2-вертикальні

Рисунок 5 – Вплив інтенсивності вібрації на якісні показники процесу скальперування

### Висновки

1. Додавання вібрації до обертового руху циліндричного решета барабанного скальператора дозволяє підвищити його питому продуктивність без втрати якості процесу скальперування. Оптимальне значення інтенсивності вібрації складає  $(1,2 \dots 2)g$ .

2. Вертикальні коливання є більш сприятливими для якості процесу скальперування, ніж осьові горизонтальні.

### Список літератури

1. Спичкин Л. М. Комплексная интенсификация процессов сепарации зерна в силовых полях : автореф. дис... докт. техн. наук /Л. М. Спичкин ; - М., 1988. - 30 с
2. Мазоренко Д.И. Теоретические и экспериментальные исследования вибрационно-центробежного сепаратора с пространственным движением оси вращения ротора для очистки семян риса от трудноотделимых сорняков: дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01./Д.И. Мазоренко – Харьков, 1971. – 183 с.
3. Скальператор: П.2275251 С2 Россия, МПК В07В1/26/Павлов С. А., Дорджиев Н. Г., Шахсаидов Б. И., Дринча В. М.- 2004106890/03, Заявл.09.03.2004, Опубл. 27.04.06, Реестр рос. патентов.

4. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин /П.М. Василенко. - Киев: УСХА, 1960. - 283 с.
5. Патрин, А.В. Обоснование процесса сегрегации при инерционном сдвиговом течении зернового вороха в горизонтальном цилиндрическом решете: дис. ... канд. техн. наук. 05.20.01. /А.В. Патрин -Новосибирск, 2004.- 168 с.
6. Тищенко Л.Н. Влияние вибрации на технологический процесс барабанного зернового скальператора /Л.Н.Тищенко, А.В.Миняйло, С.А.Богданович //Вибрации в технике и технологиях. Винница, №2(70), 2013. С.200 -204.
7. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. ДСТУ 4138–2002. – [Чинний від 2004-01-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 2003. – 173 с.
8. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний: ГОСТ 20915-75. – [дата введения 1977-01-01] – М.: Издательство стандартов, 1975. – 118 с.

**Leonid Tischenko, Sergey Bogdanovich**

*Kharkiv national technical University of agriculture named. Vasilenko, Kharkov*

**Experimental research of the influence of vibration on efficiency the grain heap scalperation**

Objective. The objective is to perform analysis and comparative study of the effectiveness of a cylindrical sieve when it only rotational movement and with the addition of vibration.

The results of experimental investigation of the technological process of separation of grain heap on the horizontal drum separator for the separation of large impurities when only the rotational motion of his sieve and when applied to this movement vibration. Imposition of vibration significantly improve specific productivity of separator. The optimum mode of vibration.

**Conclusions**

1. Adding vibration to rotational motion of a cylindrical sieve drum skalperators can increase its share performance without sacrificing quality of the process skalperuvannya. The optimum value of vibration intensity is (1.2 ... 2) g.

2. Vertical vibrations are more favorable to the quality of the skalperuvannya than the horizontal axis.  
**separator, cylindrical sieve grain mass, vibration, efficiency**

Одержано 31.10.13

**UDC 668.52**

**Z. Tkáč, prof. Ing. PhD., J. Kosiba, Ing. PhD., J. Tulík, Ing.**

*Slovak University of Agriculture, NITRA, Slovak Republic*

## The laboratory tests of ecological hydraulic fluid

The paper deals with testing of ecological hydraulic fluid. The ecological hydraulic fluid was applied in the gear-hydraulic circuit of a Zetor Forterra 114 41 tractor. The paper deals with the life extension of the ecological fluid by proposed filtration system in the laboratory at the Department of Transport and Handling, Faculty of Engineering, SUA in Nitra. The tests were supported by the Scientific Grant Agency of the Ministry of Education, Science, Research and Sport of the Slovak Republic – VEGA, Grant No. 1/0857/12.

**tractor, hydraulic pump, flow efficiency**

**З. Ткач, Я. Кошиба, Я. Тулик**

*Словацкий сельскохозяйственный университет, г. Нитра, Словакия*

**Лабораторные исследования экологической гидравлической жидкости**

В статье рассматриваются испытания экологической гидравлической жидкости. Экологическая гидравлическая жидкость была использована в гидравлическом контуре трансмиссии трактора Zetor Forterra 114 41. В статье рассматривается вопрос о продления срока службы экологической жидкости. Для этого в лаборатории Словацкого сельскохозяйственного университета предложена система фильтрации. Испытания проводились при поддержке Научного Агентства по грантам Министерства образования, науки, исследований и спорта Словацкой Республики - VEGA, грант № 1/0857/12.

Положительный эффект фильтрации выражается в уменьшении чистоты кода загрязнения (ISO 4406) для частиц больших, чем 14 мкм.

**трактор, гидравлический насос, экологическая жидкость**

**Introduction.** Due to advantages in renewability and environmental acceptability, bio-sourced and biodegradable hydraulic fluids are increasingly used in fluid power applications [1, 22]. In this time, the difference between of conventionally produced fluid and ecological fluid two or three times of the price. Therefore is necessary to look for new solutions how to extend the technical life, which could have the effect on their increase use. Consumption of ecological fluids in EU is 0.12 Mt per year from total world production of 35 Mt per year [20]. Almost 50 % of all the sold fluids in the world finish at present times as forfeits during the operation in nature [10].

In working device the fluid transfers the energy and also carries the information about process in it. Into the fluid during the device operation entrance metal particles through which is possible to evaluate a wear process and predict the next operation of the device. Particle contamination in hydraulic fluid accelerates wear of system components [2,3]. Therefore is very important to pay attention to purity of hydraulic fluid which is used.

The fluid should be replaced if the value exceeds the limits, which are specified by manufacturer. The most common hydraulic fluid contaminants are water and air, along with particles of metal, rubber or dirt [21, 9, 12]. If the fluid is contaminated and has a good physical-chemical properties (total acid number, kinematics viscosity, water content) have to be replaced. This means shortening the operational life. It is an uneconomical solution especially for expensive ecological fluids. Solution can prevent by the right choice of filtration [15,27].

During the operational test was observed effect of new developing synthetic ecological fluid on the basis of flow characteristics of hydraulic pump UD 25. The new hydraulic pump was mount on the tractor Zetor Forterra 114 41.

Flow characteristics of UD 25 hydrostatic pump were measured on the experimental device at the Department of Transport and Handling, Faculty of Engineering, SPU in Nitra. Hydrostatic pump type UD 25 was mounted on the Zetor Forterra 114 41 tractor. After completing of 450 and 900 Eh was unmounted hydrostatic pump from the tractor and was mounted to the experimental device. In this device was effective the measurement of the flow characteristics.

**Materials a method.** Properties of ecological fluid type HERP (VDMA 24568) were studied under operational conditions in tractor Zetor Forterra 114 41. The operational test was carried on the basis of results obtained from accelerated laboratory tests of ecological fluid. The ecological fluid is a newly developed ecological fluid, which is made with synthetic base fluid based on poly-alpha-olefins. We choose this fluid, because it has high chemical stability and miscibility with mineral fluids, which are currently used in tractors in Slovakia. During the test we used a new ecological fluid MOL Farm UTTO Synt, which is produced by MOL Group, Hungary.

This fluid belongs to the group of universal transmission hydraulic fluid designed for tractors. The specifications of fluid are: kinematics viscosity at 40 °C = 58. 14 mm<sup>2</sup> . s<sup>-1</sup>; kinematics viscosity at 100 °C = 10. 22 mm<sup>2</sup> . s<sup>-1</sup>; viscosity index = 165; pour point = (-42 °C).

During operation of tractor were observed the following physical-chemical properties of ecological fluid:

- kinematics viscosity;
- total acid number;
- water content;
- contamination of fluid particles by cleanliness code (ISO 4406);
- contamination of fluid particles by ICP spectrometry;
- fluid mixtures contamination by infrared spectroscopy.

During sampling, we have to ensure a procedure by which it was necessary to observe all of sample case principles and sampling equipment. Others important factors during obtaining of representative samples are the right choose of delivery points, mixing and heating the fluid at operating temperature.

During operation of tractor, we monitored the fluid effect on wear of tractor hydraulic pump. In case of hydraulic pump of tractor Zetor Forterra is in operation immediately after the engine starting. The quality of ecological fluid influences on wear always whenever the tractor is working. Hydraulic pump is a part of the hydraulic system which is susceptible to wear and its possible for the simple dismounting easily evaluate the technical state on the basis of flow efficiency [13,14].

#### Flow rate characteristic of hydrostatic pump

After completing of 450 and 900 Eh was unmounted hydrostatic pump type UD 25 from the tractor. It was placed consecutive in an experimental device for measuring the rate characteristics. The characteristics were measured at nominal rotations of 1,500 rpm. In the picture 3 are depicted the flow characteristics of the UD 25 hydrostatic pump.

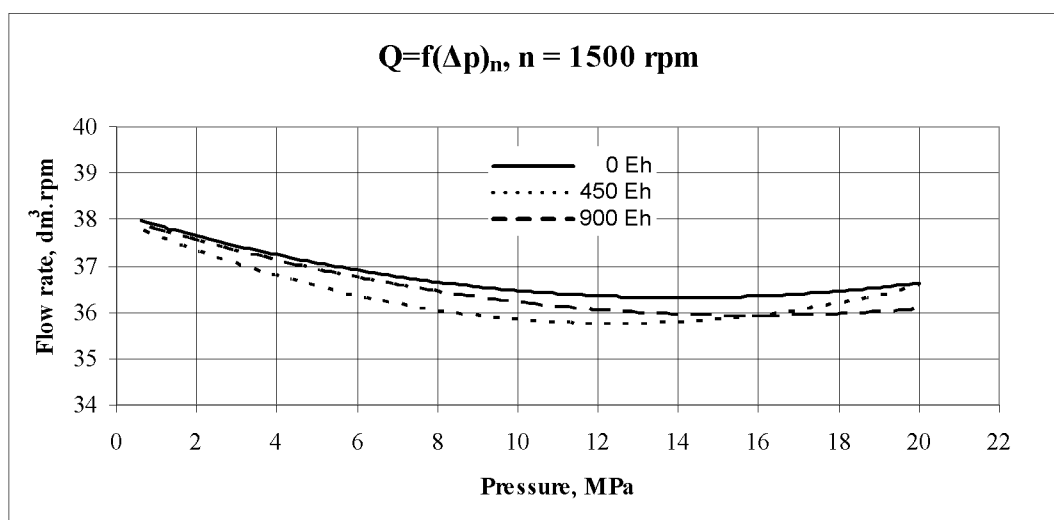


Figure 1 – Flow rate characteristic of hydrostatic pump at n = 1,500 rpm

#### The calculation of flow efficiency decrease

The standard STN 11 9287 determines the way of the test evaluation. The fluid must by evaluate by flow efficiency decrease of the hydrostatic pump s follows [24,18,19]:

$$\Delta\eta_{pr} = \frac{\eta_{pr0} - \eta_{pr900}}{\eta_{pr0}} \cdot 100, \quad (1)$$

where  $\Delta\eta_{pr}$  – flow efficiency decrease (%);

$\eta_{pr0}$  – flow efficiency at 0 engine hours (start of the test);

$\eta_{pr900}$  – flow efficiency after 900 engine hours (end of the test).

Then, the flow efficiency is expressed by the equation:

$$\eta_{pr} = \frac{Q}{V_G \cdot n} \cdot 100, \quad (2)$$

where  $Q$  – flow of hydrostatic pump (dm<sup>3</sup>.rpm);  
 $V_G$  – geometrical volume of hydrostatic pump (dm<sup>3</sup>);  
 $n$  – nominal rotation speed of hydrostatic pump (l.rpm).

Rotation speed of 1,500 rpm and pressure of 20 MPa at 0 Eh result in the flow rate of 6.17 dm<sup>3</sup>.rpm and of 36.33 dm<sup>3</sup>.rpm at 900 Eh. The flow rate decrease is 1.197%. Tkáč et al. (2010) [23], using the hydrostatic pump UD 25 with biodegradable fluid type ERTTO, obtained a decrease of flow rate of 7.3 % after 10<sup>6</sup> cycles of pressure loading (STN 11 9287). Drabant et al. (2010) [7] obtained a decrease of flow rate of 3.6 % at revolution of 1,500 rpm and pressure of 20 MPa after 300 Eh.

Table 1 – The evaluation of hydraulic test by rotation speed n = 1,500 rpm

Count of engine hours	Rotation speed (n = 1,500 rpm)		
	Flow Q (dm <sup>3</sup> /rpm)	Flow efficiency $\eta$ (%)	Decrease of flow efficiency $\Delta\eta$ (%)
0	36.71	96.89	0
450	36.64	96.75	0.146
900	36.33	95.73	1.197

#### Fluid evaluation of solid particles contamination

Monitoring of fluid evaluation on the basis of solid particles contamination during tractor operation by ICP spectrometry is in table 2. We can see the content of chemical elements which contaminate the ecological fluid. This is mainly Fe, Cu, Sn, Pb, Si, Cr, Al. The origin of the metal content as are Fe, Cu, Sn, Pb, Al is attributes to wear friction pairs. Silicium is an indicator of dust contamination, which it obtains into the system from external environment.

Table 2 – Contamination Values of ecological fluid on the basis of tractor operation by ICP spectrometry

Element	Unit	Count of engine hours (engine hours - EH)			
		0	150	450	900
Si	mg . kg <sup>-1</sup>	6	8	12	18
Al	mg . kg <sup>-1</sup>	1	1	2	6
Cr	mg . kg <sup>-1</sup>	<1	<1	1	2
Cu	mg . kg <sup>-1</sup>	1	40	59	75
Fe	mg . kg <sup>-1</sup>	2	37	48	88
Sn	mg . kg <sup>-1</sup>	<1	<1	<1	2
Pb	mg . kg <sup>-1</sup>	3	2	7	7

Figure 2 shows the used fluid samples obtained by filter kit FAS 2, which were analyzed by microscope.

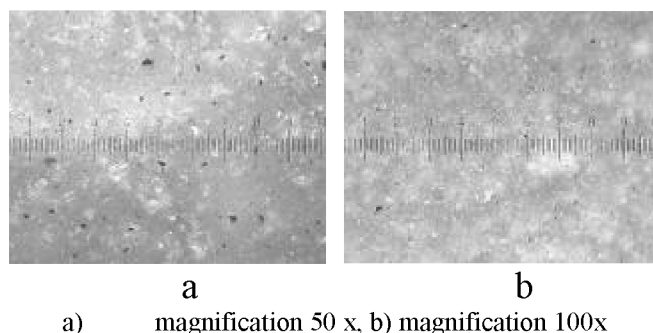


Figure 2 – Fluid samples of solid contamination at 0 EH

In new fluid were identified particles of contamination (figure 1) that can get to fluid during the process of production and distribution. Some level of particle contamination is always present in hydraulic fluid, even in new fluid [2]. In practice, this case occurs frequently and therefore would be appropriate to be concerned with entry control and consequently filtration of fluid before its first use in device.

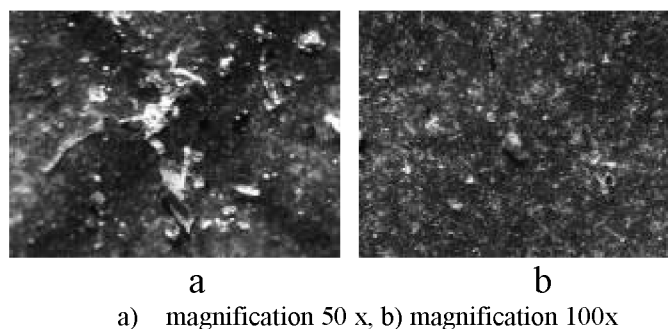


Figure 3 – Samples of solid contamination after 900 EH

In figure 4a we can see the sample after 900 EH where there are visible yellow coloured particles. These particles originate mainly by adhesive wear. In the sample (figure 3b) was identified a brass particle of abrasive wear, what could be indicate approaching failure of the hydraulic and transmission system. Comparing of figure 2 and 3 we can see that the fluid after 900 EH was considerably contaminated with dirties of various origins. This was reflected in dark colouration of the filter paper. There are mainly resins, which originate during degradation process. Ecological hydraulic fluid had good physical-chemical properties, and therefore aging products of fluid into the fluid fill probably got trough outer hydraulic circuit from attachments.

#### **Origin analysis of ecological fluid contamination**

Evaluation of ecological fluid by IR spectroscopy is in figure 4. In areas around  $1,650\text{ cm}^{-1}$  and  $1,600\text{ cm}^{-1}$  are parts of IR spectra at which we can see the change of identity of used fluid. From 450 EH we can see the resizing of peaks in observed areas which can be to attribute to mixing of ecological fluid and other fluid. This mixing and the resulting contamination are caused by connection of attachments from outer hydraulic circuit of tractor. Based on the size of the peak in area  $1,600\text{ cm}^{-1}$ , we can assume that the tested ecological fluid was mixed with mineral fluid used in majority of agricultural machinery in Slovakia. The type of contamination is likely that this are resin, which are produced during the degradation processes – fluid aging. It is characteristic of the degradation of mineral fluid which is mixed with the used fluid during test [25,27].

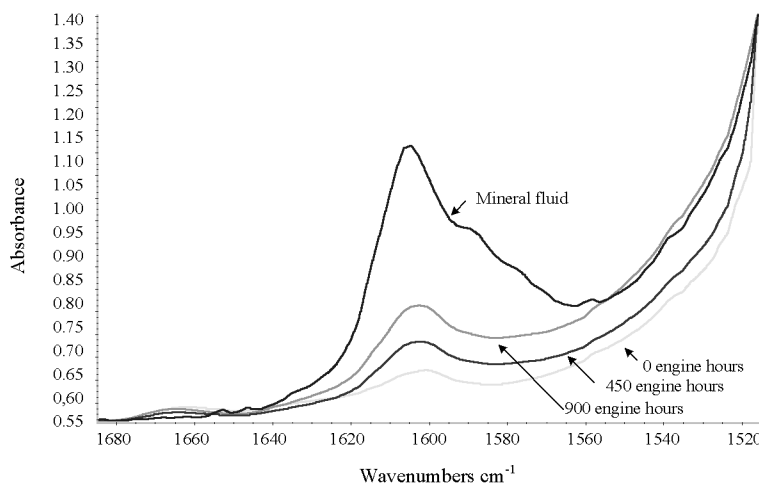


Figure 4 – Evaluation of contamination of ecological fluid by FT-IR spectroscopy

### Physical-chemical properties of ecological fluid

The first of the physical-chemical properties of fluid which was evaluated is kinematics viscosity.

Manufacturer considers the fluid as eligible for continued operation if the measured values of kinematics viscosity are within tolerances  $\pm 10\%$  in view of new fluid. The values of kinematics viscosity measured at  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  (table 3) are in required tolerance during test. Whereupon that the fluid is possible in term of kinematics viscosity used without exchange.

During the test we also measured total acid number (table 3). This is important evaluation parameter for fluid, because an increase of acids is characterized by aging, degradation of fluid. The measured values didn't exceed the limit value and the ecological fluid can be used without exchange.

Water content contained in tested fluid was determined with coulometric method. The water can get into the system through a variety leaking e.g. leakage of cooler system, improper seal fluid system, improper storage or longer stop of devices work. Water in the hydraulic system acts as degradation catalyst and can impair some additives, increase the acid number and creating conditions which are suitable for corrosion [15,16]. During the measurements of water content, we don't found water in fluid and a fluid meets for next operation (table 3).

Table 3 – Values of physical-chemical properties of ecological fluid

Parameter	Unit	Count of engine hours			
		0 EH	150 EH	450 EH	900 EH
Kinematics viscosity	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	58	57	54	54
Total Acid Number	$\text{mg} \cdot \text{KOH} \cdot \text{g}^{-1}$	1.19	3	3.2	3.2
Water content	ppm	0	0	0	0

### Removal of dangerous contamination from ecological fluid

To remove of dangerous contamination from fluid, we used the designed filter system (figure 4). It was designed on the basis of components which were used in various devices and are still functional. These components can be founded in almost all agriculture farms in Slovakia. After this manner were given economics vantage and available solution. Price of bought filter cartridge is 5 €. Filtration ability of paper cartridge  $10\text{ }\mu\text{m}$  and a maximum

pressure 0.25 kр.сm<sup>2</sup>. The basis of proposed filtration device is filter block Kovolis Hedvikov FS 32 – 10 connected to the outer hydraulic circuit of tractor (figure 5). The filter device was connected to a hydraulic outside circuit by pressure hoses. Flow rate, pressure and temperature of fluid were regulated by Owatonna device, which is also connected to a hydraulic outside circuit

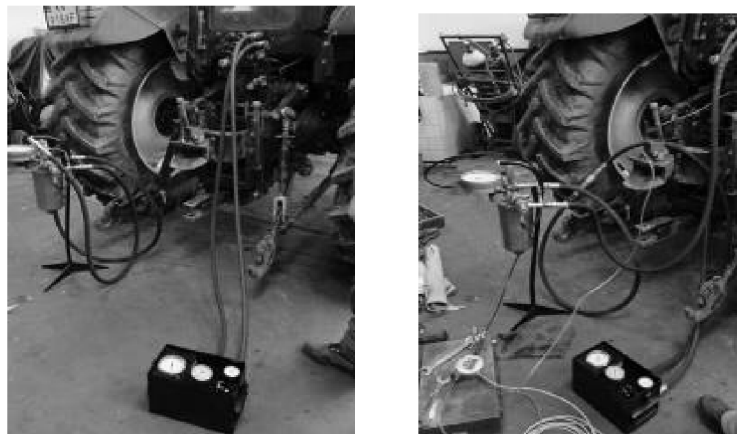


Figure 5 – Filter device, Owatonna device and CS 1000 optical device connecting to a hydraulic outside circuit of tractor

The filtration device was designed to remove contaminants from the transmission and hydraulic system of tractor. Operating parameters of fluid and hydraulic system of tractor were improved. An analysis of parameters of tractor hydraulic parts for the purpose of research to improve their properties solved the authors of contributions in scientific journals Hujo (2000), Drabant (2001,2005,2006), Gurina, (2005), [11, 4, 5, 6,8].

In figure 6 can see the progress contamination of ecological fluid during the test and after application designed of filtration device. The picture shows the limit values of pollution for the elements CU and Fe, which exceeded the limit values during the test. The concentration of Si was exceeded and concentration of Pb and Al was adjacent. After tractor running 900 Eh was applied designed filtration device, upon which there was a decrease in the concentrations of elements. Content of Fe decreased after filtration by 30%.

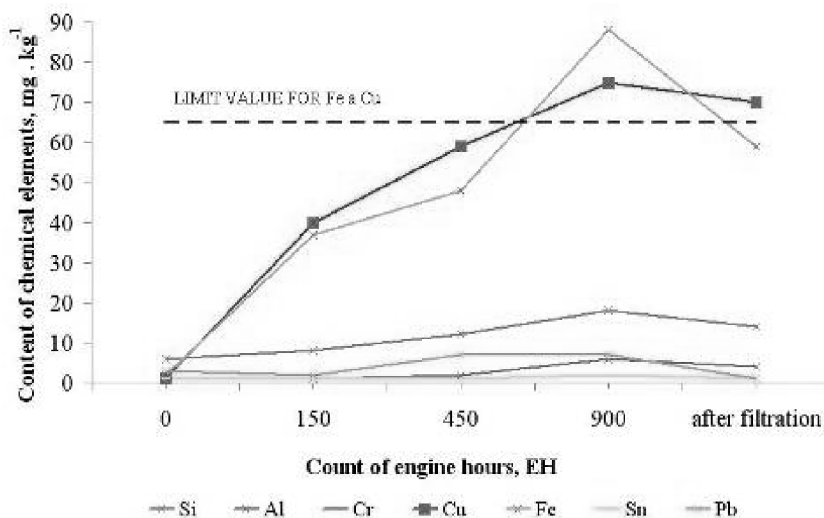


Figure 6 – Evaluation of fluid contamination by IR spectroscopy

Table 4 shows the results of measurements of cleanliness code by CS 1000 device, manufactured by Hydac, Germany. The device was attached to the filtration device during the filtration of ecological fluids. From value is obvious decrease character elements large than  $14\ \mu\text{m}$ , which shows by the correct functioning designed of filtration device.

Table 4 – Evaluation of measurements cleanliness code

Measurement	Cleanliness code by ISO 4406		
	< 4 $\mu\text{m}$	< 6 $\mu\text{m}$	<14 $\mu\text{m}$
1.	24	23	10
2.	24	23	9
3.	24	23	8

### Conclusion

The paper deals with testing of ecological gear-hydraulic fluid type MOL Farm UTTO Synt, applied in a Zetor Forterra 114 41 tractor which was preceded by an accelerated laboratory test performed on the Department of Transport and Handling, Faculty of Engineering, Slovak University of Agriculture. During the operational fluid test were sampled and its quality characteristics were rated. At the end of the operating test by revolution  $n = 1,500\ \text{rpm}$  decreased flow rate efficiency of the hydrostatic pump from value  $\eta_{pr0} = 96.89\ \%$  to value flow rate efficiency  $\eta_{pr900} = 95.73\ \%$ . Basically of decrease flow rate efficiency was achieved assessment of technical condition of UD 25 hydrostatic pump. Decrease of flow rate efficiency by revolution  $n = 1,500\ \text{rpm}$  after completing 900 Eh was  $\Delta\eta = 1.197\ \%$ . MOL Farm UTTO Synt hasn't negative influence of durability hydrostatic pump type UD 25.

Based on the obtained values from measurements of the cleanliness code and IR spectroscopy, was decided to stop testing of MOL Farm UTTO synt, because the fluid was in inconvenient condition and manufacturer's of fluid dissuaded in the next operating test.

In pursing IR spectra was founded, that during the test of ecological fluid gave out a mixing of the new ecological fluid with the fluid contained in tractor additional device, which increased the level of fluid contamination. On measuring of solid contaminants were detected elements of adhesive and abrasive attritions, which indicating imminent failure of the tractor transmission-hydraulic circuit. They were also detected values of kinematic viscosity, total acid number and water content, those didn't exceed the limit values after the test. We found by measuring, that after completing 900 Eh the fluid showed good physico-chemical properties, but were found above the limit levels of particulate pollution.

Based on this detection were applied designed filtration device for the renewal of life of the fluid. Content of Fe decreased after filtration by 30%. Positive effect of filtration are reflected by a decrease of cleanliness code for particles large than  $14\ \mu\text{m}$  about the two classes.

### Acknowledgement

Supported by the Ministry of Education of the Slovak Republic, Project VEGA 1/0857/12 "Reduction of unfavorable impacts of agricultural and transport machinery on environment".

### References

1. M. Barrett, M. McMahon. 2000. Analytical Ferrography - Make It Work For You. Practicing Oil Analysis Magazine. October 2000.
2. Casey. 2011.: Defining And Maintaining Fluid Cleanliness For Maximum Hydraulic Component Life. [on/line]. Available: [http://www.plant-maintenance.com/articles/hydraulic\\_fluid\\_cleanliness.pdf](http://www.plant-maintenance.com/articles/hydraulic_fluid_cleanliness.pdf) [Accessed: 03-03-2012].

3. P. Cvičela, R. Majdan, R. Abrahám, J. Jablonický. Monitoring the operating loading of a hydrostatic pump UD 25. In X. International conference of young scientists 2008 : Conference Proceedings., Czech Republic. Prague : Czech University of Life Sciences Prague, 2008. s. 42-47 ISBN 978-80-213-1812-0.
4. Š. Drabant, L. Hujo. 2001. Skúšky regulačného hydraulického systému (The tests of regulatory system hydraulic). In: Agrotech Nitra 2001. s. 95-101. Nitra : SUA in Nitra, 2001. ISBN 80-7137-874-7.
5. Š. Drabant, A. Žikla, L. Hujo, D. Varga, P. Kleinedler. 2005. Analýza zaťažovacích charakteristík trojbodového závesu traktora (Analysis of the load characteristic tractor tree-hitch point). In. Hydraulické mechanizmy mobilnej techniky. Dudince. Nitra: SUA in Nitre. 2005, s. 113 – 124. ISBN 80-8069-601-2
6. Š. Drabant, J. Turan, J. Jablonický, R. Abrahám. 2007. Operating measurement of the pressure in hydraulic system of the tractor. In: Savremena poljoprivredna tehnik. -- Vol. 33, No. 1-2 (2007), s. 40-47. ISSN 0350-2953.
7. Š. Drabant, J. Kosiba, J. Jablonický, J. Tulík. The durability test of tractor hydrostatic pump type UD 25 under operating load. In Research in agricultural engineering. Prague : Institute of agricultural economics and information. Vol. 56, no. 3 (2010), s. 116-121. ISSN 1212-9151.
8. M. Gurina, R. Abrahám, L. Hujo: 2005. The life test of tractor hydraulic pump UN 10L.21. In: VII. International Conference of Young Scientists 2005.- S. 45-50. Prague : CZU, 2005. ISBN 80-213-1368-4.
9. J. Jablonický, R. Abrahám, R. Majdan, P. Cvičela. Skúšky traktora s biologicky odbúrateľným olejom (The test of tractor with biodegradable oil). In Bezpečnosť - kvalita - spoľahlivosť : 3. medzinárodná vedecká konferencia. Košice : Technická univerzita, 2007. ISBN 80-8073-258-2, s. 123-127.
10. K. Jakob, H. Theissen. Bio-based OILS in Hydraulics – Experience from Five Years of Market Introduction in Germany. Institute for Fluid Power Drives and Controls (IFAS) 2006, RWTH Aschen University, Germany.
11. L. Hujo, R. Abrahám. 2000. Metodika skúšania trojbodového závesu traktora (Method of testing tractor tree-hitch point). In: International Conference of Young Scientists 2000. s. 120-125. Nitra : SUA in Nitra, 2000. ISBN 80-7137-762-7.
12. J. Jobbágy, I. Petranský, J. Simoník. 2003. Tlakové režimy v hydraulike traktorov ZTS v súprave s poľnohospodárskym náradím. In. International Conference of Young Scientists. Nitra. Nitra: SUA in Nitre, 2003, s. 94 – 101. ISBN 80-8069-178-9.
13. J. Kosiba, Z. Tkáč, L. Hujo, L. Bureš. 2011. Operating modes of hydraulic circuit of tractor Zetor Forterra 114 41. In Acta technologica agriculturae. Nitra : SUA v Nitre. s. 46-49. ISSN 1335-2555.
14. J. Kosiba, Z. Tkáč, L. Hujo, J. Tulík. Application of synthetic oil in tractor hydraulic circuit. In Machines, technologies, materials. MTM: international virtual journal for science, technics and innovations for the industry. - Sofia : Scientific -Technical Union of Mechanical Engineering. Year 5, iss. 4 (2011), s. 57-59. ISSN 1313-0226.
15. R. Majdan, J. Kosiba, J. Tulík, D. Kročková, V. Šinský The comparison of biodegradable hydraulic fluid with mineral oil on the basis of selected parametres. In: Research in agricultural engineering. Vol. 57, special iss. (2011), s. S43-S49. ISSN 1212-9151.
16. R. Majdan, Z. Tkáč, Š. Drabant, J. Tulík, P. Žigiň, J. Jablonický, R. Abrahám, V. Vozárová. 2009. The damping of pressure shock for the hydrostatic circuit of agricultural tractor. In: Traktori i pogonske mašine. Vol. 14, no. 1, s. 22-26. ISSN 0354-9496.
17. R. Majdan, P. Cvičela, M. Bohát, K. Ivanišová. The observation of hydrostatic pump deterioration during the durability test according to hydraulic fluids contamination. In X. International conference of young scientists 2008 : Conference Proceedings., 2008 Prague, Czech Republic. Prague : Czech University of Life Sciences Prague, 2008. s. 147-153 ISBN 978-80-213-1812-0.
18. R. Majdan, R. Abrahám, L. Hujo, M. Mojžiš, I. Janoško, I. Vitázek. The test operation of the tractor hydraulic pump with biodegradable fluid. In MendelTech 2012. MendelTech International. Brno : Mendel University in Brno, 2012. ISBN 978-80-7375-625-3.
19. R. Majdan, B. Stančík, I. Vitázek, R. Abrahám, F. Tóth, I. Štulajter. The influence of biodegradable fluids on deterioration of the hydraulic pumps elements. In Naučni trudove : zemedelska tehnika i tehnologii, agrarni nauki i veterinarna medicina, remont i nadeždnost' : zemedelska tehnika i tehnologii, agrarnye nauki i veterinarnaja medicina, remont i nadeždnost'.. Ruse, Bulharsko : University of Rousse "Angel Kanchev", 2012, tom. 51, seria 1.1, s. 187-191. ISSN 1311-3321.
20. E. Mosolygó, Š. Jánošík. 2008. Lubricants based on renewable resources. In Interfaces'08. Sopron : Slovnaft a.s. Member of the MOL Group, 2008, s. 111-120.
21. MTS Systems. 2012.: [online]. Hydraulic Fluid Care Guide. Available: <http://www.kleenoilindia.com/Oil%20maintenance.pdf> [Accessed: 01-04-2012]
22. Shick, D. 2008. Compatibility Testing of Biodegradable Hydraulic Fluids [online]. Available: [http://www.mscoe.edu/academics/research\\_centers/reu/pdf/2008/Compatibility%20Testing%20of%20Biodegradable%20Hydraulic%20Fluids.pdf](http://www.mscoe.edu/academics/research_centers/reu/pdf/2008/Compatibility%20Testing%20of%20Biodegradable%20Hydraulic%20Fluids.pdf) [Accessed: 03-02-2012]
23. Z. Tkáč, R. Majdan, Š. Drabant, R. Abrahám, V. Vozárová, J. Jablonický. Hodnotenie vlastností hydraulických kvapalín na základe skúšok s použitím hydrogenerátora (Evaluation of the properties of

- hydraulic fluids based tests with using hydrostatic pump). Nitra: SUA in Nitra, 2010. 112 s. ISBN 978-80-552-0338-6.
24. Z. Tkáč, R. Majdan, Š. Drabant, J. Jablonický, R. Abrahám, P. Cvičela. The accelerated laboratory test of biodegradable fluid type "erto". In: Research in agricultural engineering. Vol. 56, no. 1 (2010), s. 18-25. ISSN 1212-9151.
  25. Z. Tkáč, R. Majdan, J. Tulík, J. Kosiba. Study of ecological fluid properties under operational conditions of tractors. In TEAM. Osijek-Baranja : University Josip Juraj Strossmayer, 2012, vol. 4, no. 1, s. 295-298. ISSN 1847-9065.
  26. J. Tulík, J. Kosiba, E. Bureš, V. Šinsky. Analysis of synthetic oil samples during an operating test. In Acta technologica agriculturae. Nitra : SUA in Nitra, 2013, vol. 16, no. 1, s. 21-24. ISSN 1335-2555.
  27. A. Žikla, J. Jablonický. Kopírujúca regulácia trojbodového závesu traktorov (Copying control of tractor three-hitch point. In: Hydraulika a pneumatika. Roč. 8, č. 3-4 (2006), s. 42-46. ISSN 1335-5171.

### **З. Ткач, Я. Кошіба, Я. Тулик**

*Словацький сільськогосподарський університет, м. Нітра, Словаччина*

#### **Лабораторні дослідження екологічної гідравлічної рідини**

У статті розглядаються випробування екологічної гідравлічної рідини. Екологічна гідравлічна рідина була використана в гідравлічному контурі трансмісії трактора Zetor Forterra 114 41. У статті розглядається питання про продовження терміну служби екологічної рідини. Для цього в лабораторії Словацького сільськогосподарського університету запропоновано систему фільтрації. Випробування проводилися за підтримки Наукового Агентства по грантах Міністерства освіти, науки, досліджень і спорту Словацької Республіки - VEGA, грант № 1/0857/12.

Позитивний ефект фільтрації виражається у зменшенні чистоти коду рівня забруднення для частинок більших, ніж 14 мкм.

**трактор, гідравлічний насос, екологічна рідина**

Одержано 27.09.13

### **УДК 6.31**

**В.І. Рубльов, проф., д-р техн. наук, В.Г. Опалко, ст. викл.**

*Національний університет біоресурсів і природокористування, м. Київ*

## **До аналізу технічного стану зернових сівалок у передексплуатаційний і експлуатаційний періоди**

Для забезпечення і збереження споживчих властивостей сільськогосподарської техніки необхідна інформація про можливі зміни її властивостей на всіх стадіях життєвого циклу, причини і відповідні рішення щодо їх усунення.

Для об'єктивної оцінки технічного стану зернових сівалок вирішувалися наступні задачі: виявлення недоліків у передексплуатаційний і експлуатаційний період, їх опис та аналіз; розробка статистичних методів контролю; розробка рекомендацій щодо усунення виявлених недоліків. Результати досліджень сівалок вітчизняного і іноземного виробництва у передексплуатаційний і експлуатаційний періоди свідчать, що недоліки виготовлення відрізняються як номенклатурою показників так і кількістю їх в агрегатах, вузлах і деталях.

Розроблені довідники оцінки недоліків виготовлення сівалок з їх фотографіями і описом; карти контролю з використанням статистичних методів.

**якість сільськогосподарської техніки, технічний стан, зернові сівалки, передексплуатаційний період, експлуатаційний період, недоліки виготовлення**

**В.І. Рублев, В.Г. Опалко**

*Национальный университет биоресурсов и природопользования, г. Киев*

**К анализу технического состояния зерновых сеялок в предэксплуатационный и эксплуатационный периоды**

Для обеспечения и сохранения потребительских свойств сельскохозяйственной техники необходима информация о возможных изменениях ее параметров на всех стадиях жизненного цикла, причинах и соответствующие решения по их устранению.

Для объективной оценки технического состояния зерновых сеялок решались следующие задачи: выявление недостатков в предэксплуатационный и эксплуатационный период, их описание и анализ; разработка статистических методов контроля; разработка рекомендаций по устранению выявленных недостатков. Результаты исследований сеялок отечественного и иностранного производства в предэксплуатационный и эксплуатационный периоды свидетельствуют о том, что недостатки изготовления отличаются номенклатурой показателей и их количеством в агрегатах, узлах и деталях.

Разработаны справочники оценки недостатков изготовления сеялок с их фотографиями и описанием; карты контроля с использованием статистических методов.

**качество сельскохозяйственной техники, техническое состояние, зерновые сеялки, предэксплуатационный период, эксплуатационный период, недостатки изготовления**

Згідно діючої Єдиної системи державного управління якістю продукції якість сільськогосподарської техніки визначається на всіх етапах життєвого циклу. В життєвому циклі зернової сівалки, як і інших машин, передексплуатаційний і експлуатаційний періоди пов'язані між собою спадковістю недоліків виготовлення окремих агрегатів, вузлів, деталей. Це означає, що у передексплуатаційний період виявляються наочні недоліки, а в експлуатаційний період до них приєднуються ще приховані. При всіх позитивних оцінках якості машини у процесі випробувань на машиновипробувальних станціях на одиничних зразках такі недоліки не спостерігаються, натомість вони виявляються протягом нормованого строку служби сівалки – 8 років.

**Постановка проблеми.** Для об'єктивної оцінки технічного стану сільськогосподарських машин, зокрема зернових сівалок, крім щорічних випробувань доцільно виконувати спостереження протягом всього строку служби, а також використовувати статистичні методи контролю і обробки результатів випробувань і спостережень.

**Формулювання цілей.** В процесі розв'язання проблеми вирішувалися наступні задачі:

- виявлення недоліків у передексплуатаційний період;
- виявлення прихованих недоліків в експлуатаційний період;
- опис недоліків, визначених фотометричним методом;
- розробка статистичних методів контролю;
- аналіз результатів спостережень;
- розробка рекомендацій щодо усунення виявлених недоліків.

**Виклад основного матеріалу.** Методика досліджень передбачає застосування наступних методів: спостережень, фотометричних, морфологічного аналізу, реєстрації і статистичної обробки результатів.

Результати спостережень у передексплуатаційний і експлуатаційний періоди наведені у таблиці 1.

Дослідження проводилися під час експлуатації зернових сівалок, а також на міжнародних виставках і презентаціях компаній України, Німеччини, Аргентини, що займаються виробництвом сівалок. Спостереження велися на сівалках вітчизняного виробництва СЗ (ПАТ «Червона зірка» м. Кіровоград), Клен (МНСВП «Клен» м.Луганськ), СЗМ «Ника» (ООО «Велес-Агро ЛТД.» м.Одеса), сівалках компаній Pottinger (Австрія), Great Plains (США), Amazone (Німеччина), Terranova (Аргентина), Kongskilde (Данія), Tume (Фінляндія). Як свідчать результати проведених досліджень,

на деяких моделях сівалок були виявлені недоліки виготовлення, які відрізняються як номенклатурою показників так і кількістю їх в агрегатах, вузлах і деталях.

Недоліки, виявлені в передексплуатаційний і експлуатаційний періоди, фіксувалися фотометричними методами, і наведені на рисунках.

Особливу увагу було приділено зерновим сівалкам типу СЗ-3,6, які на найближчі роки залишаться основними посівними машинами в країні. Спостереження проводилися на сівалках типу СЗ-3,6 1990-2012 років випуску і відповідно з різним строком експлуатації. Встановлено, що до таких недоліків виробництва сівалок СЗ як якість маркувальних табличок, фарбування, різьбових з'єднань в процесі експлуатації додалися корозія корпусних агрегатів, вузлів і деталей і подальше зниження якості пояснювальних і рекомендаційних написів, деформація кришок насінневих і тукових ящиків.

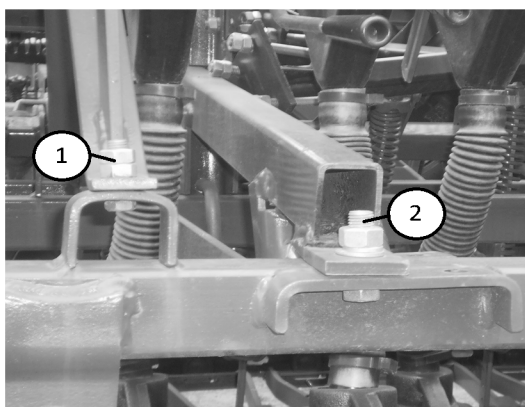
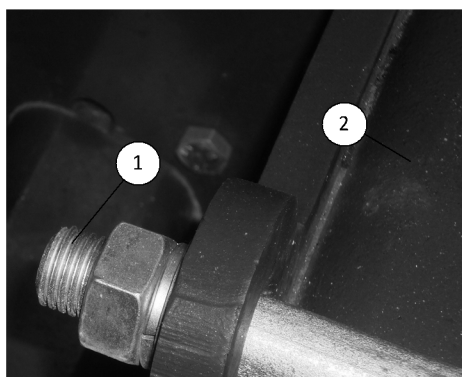


Рисунок 1 - Вихід стрижня болта за межі гайки сівалки СЗ-3,6



Рисунок 2 - Корозія зернотукового ящика сівалки СЗ-3,6

До основних заходів, що забезпечують необхідну довговічність, зберігання посівної техніки, особливо в періоди вимушеного простою, належить якість фарбування. На сівалках СЗ-3,6, виготовлених в 1998-2005 р. фіксувалося неякісне покриття (рис.2), корозія, що зумовлено низькою якістю фарбування. Треба відзначити високу якість і довговічність порошкового покриття у сівалках, випущених після запуску нового фарбувального комплексу заводу «Червона зірка». Неякісне покриття окремих вузлів виставкового варіанту сівалки СЗМ «Ника» (рис.5) впливає на незадовільний первинний зовнішній вигляд.



1-вихід стрижня болта за межі гайки;  
2 – неякісне фарбування

Рисунок 3 - Недоліки сівалки СЗМ «Ника»



Рисунок 4 - Невдале розміщення таблички маркування сівалки Amazone (на стійці колеса)

Відповідно до міжнародних, міжурядових і національних вимог кожна сільськогосподарська машина повинна мати маркувальні металеві таблички. Це дає можливість оцінити вимоги відповідних нормативних документів для ідентифікації машини, її виробництва. Назва заводу-виробника, його торгова марка, номер і рік випуску дозволяють визначити рівень виробництва і ступінь довіри до виробника, термін служби машини, а також можливість усунути будь-які виявлені дефекти під час використання. На сівалці Amazone невдало розміщена табличка маркування: її не видно за стійкою колеса (рис.4). Не відповідають вимогам нормативних документів, мають неповну інформацію маркувальні таблички сівалок СЗМ «Ника», Terranova, Great Plains (рис. 5, 6).

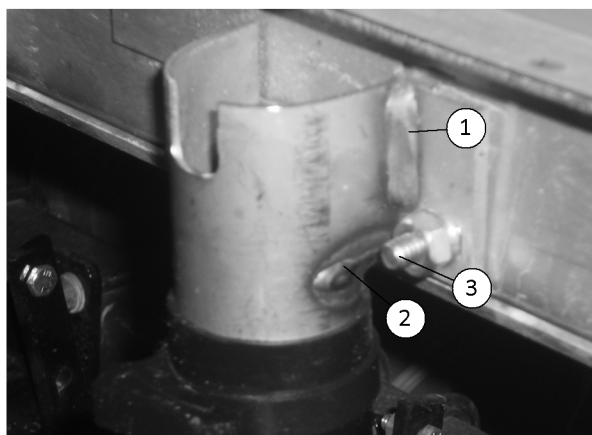


Рисунок 5 - Неповні реквізити маркувальної таблички сівалки СЗМ «Ника»



Рисунок 6 - Неповні реквізити маркувальної таблички сівалки Great Plains

Багато компонентів посівних машин на різних рівнях складності мають різьбові з'єднання, що дозволяє говорити про їх важливість в загальній структурі сівалки і вплив на технічний рівень і якість машини. При виконанні різьбових з'єднань вихід стрижня болта за межі гайки регламентується нормативними документами. Нормовані показники різьбових з'єднань зернових сівалок визначалися на основі аналізу вимог до них, що наведені у ГСТУ 3-37-5-94 і технічних умовах на виготовлення. Вони передбачають допуск на зовнішню довжину різьбової частини болта, гвинта, шпильки не більше 1-5 кроків різьби або не більше 1,5 діаметра різьби, якщо вони розміщені всередині виробу. Як показали результати досліджень у сівалок Клен, СЗМ «Ника», СЗ-3,6, Great Plains, Pottinger спостерігається невідповідність виготовлення роз'ємних з'єднань нормованим вимогам (рис. 1, 3, 7,8).



1,2 - прожоги зварних з'єднань; 3- вихід стрижня болта за межі гайки

Рисунок 7 - Недоліки сівалки Great Plains

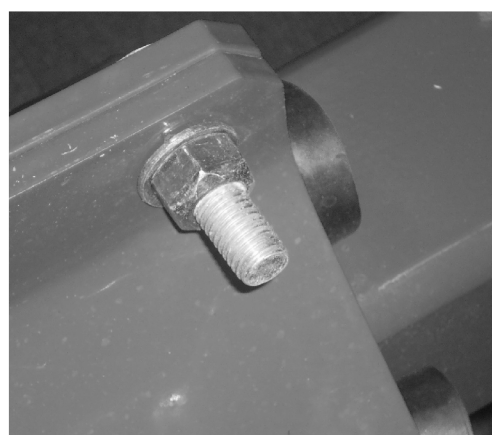


Рисунок 8 - Вихід стрижня болта за межі гайки на сівалці Pottinger

Для контролю якості і технічного стану сівалок були розроблені карти контролю з використанням статистичних методів, що дозволяє планувати обсяг сівалок, що контролюються, величини приймальних і бракувальних чисел.

На основі фотометричних досліджень розроблено довідник для наочної оцінки недоліків виготовлення сівалок з їх фотографіями і описом. Даний матеріал дозволяє контролеру і споживачу оцінити недосконалість сівалок і зменшує розбіжність оцінок.

Таблиця 1 - Недоліки технічного стану сівалки у передексплуатаційний і експлуатаційний періоди

№ п.п.	Назва показника, що контролюється	Наявність недоліків у періоди	
		передексплуатаційний	експлуатаційний
1	Якість маркувальної таблички		
1.1	Чіткість напису		СЗ-3,6 (1990-2008р.в.)
1.2	Повнота інформації	СЗМ «Ника», Terranova, Great Plains	
1.3	Місце знаходження таблички	Amazona, Tume	
2	Якість пояснювальних і попереджувальних написів		
2.1	Чіткість напису	СЗМ «Ника»	СЗ-3,6 (1990-2008 р.в.)
3	Якість фарбування:		
3.1	Незадовільна адгезія, забрудненість покриття, сухе розпилювання, шагрень, утворення пухирів, розтріскування, потьоки, зморщування, утворення кратерів.	СЗМ «Ника»	СЗ (1990-98 р.в.)
3.2	Корозія		СЗ-3,6 (1990-2008 р.в.)
4	Якість зварних з'єднань: тріщини, подрізи, непровари, газові пори, прожоги, напливи, гребінь і ослаблення шва по краям, неповномірність перерізу шва по краям, провар тільки однієї кромки, нерівномірний заварюваний шов, кратер, загальна протяжність зварного шва	СЗМ «Ника», СЗ-3,6, Great Plains	СЗ-3,6 (1990-2008 р.в.)
5	Якість різьбових з'єднань	Клен, СЗМ «Ника», СЗ-3,6, Great Plains, Pottinger	СЗ-3,6 (1990-2012 р.в.)
6	Деформація кришок насінневих і тукових ящиків		СЗ-3,6 (2000-2008 р.в.)

### Висновки.

Проведені дослідження і виявлені недоліки сівалок вітчизняного і іноземного виробництва у передексплуатаційний період.

Проведені дослідження сівалок типу СЗ-3,6 (ПАТ «Червона зірка» м.Кіровоград) 1990-2012 років випуску і виявлені недоліки виробництва під час їх експлуатації за такими показниками як якість маркувальної таблички, пояснювальних і попереджувальних написів, фарбування, зварних (руйнування, розтріскування) і різьбових з'єднань, деформація кришок насінневих і тукових ящиків.

Для наочної однозначної оцінки зовнішньовидових показників були розроблені довідники оцінки недоліків виготовлення сівалок з їх фотографіями і описом.

Для об'єктивної оцінки розроблені карти контролю з використанням статистичних методів.

## Список літератури

1. Закон України «Про державний ринковий нагляд і контроль нехарчової продукції» ( Відомості Верховної Ради України (ВВР), 2011, N 21, ст.144 )
2. ГСТУ 3.37-5-94 Машини сільськогосподарські. Загальні технічні умови.
3. ТУ УЗ.37-05784437-162-96 Сівалка зернотукова СЗ-3,6А.
4. ДСТУ 2925-94 Якість продукції. Оцінювання якості. Терміни та визначення.
5. ГОСТ 18242-72 Качество продукции. Статистический приёмочный контроль по альтернативному признаку. Планы контроля.
6. ДСТУ ISO 9001:2009 “Система управління якістю. Вимоги”.
7. ДСТУ ISO 9004-2001 “Система управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності”.
8. Перелік продукції, що підлягає обов'язковій сертифікації в Україні, затверджений наказом Державного комітету України з питань технічного регулювання та споживчої політики від 1 лютого 2005 року №28.
9. ГОСТ 12971-67 Таблички прямоугольные для машин и приборов. Размеры.
10. ГОСТ 12969-67 Таблички для машин и приборов. Технические требования.
11. ГОСТ 26828-86 Изделия машиностроения и приборостроения. Маркировка.
12. Рублёв В.И. Основы научных исследований: Учебное пособие. /В.И.Рублёв, Т.В.Судакова, Е.В.Саклакова. – Ставрополь: издательство СевКавГТУ, 2003. – 200 с.

**Vladislav Rublov, Viktoria Opalko**

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine*

### **Analysis of the technical state of grain seeders in pre-operational and operational periods**

To ensure and maintain consumer properties of agricultural machinery information is necessary about possible changes of parameters at all stages of the life cycle , ca//uses and appropriate solutions of its elimination.

For an objective evaluation of the technical condition of grain seeders following tasks are solved: identification of defects in the pre-operational and operational period , their description and analysis , the development of statistical methods for monitoring and development of recommendations on removal of its defects . The research results of seeders of domestic and foreign production in the pre-operational and operational periods indicate that manufacturing defects differ by nomenclature of the indicators and by their quantity in units, aggregates and details .

Developed handbooks of assessment of manufacturing defects of seeders with their photo and description card control using statistical methods.

**the quality of agricultural equipment, technical condition, grain seeders , pre-operation period , the operational period , manufacturing defects**

Одержано 28.10.13

УДК 677.051:677.312

**І.А. Шевченко, член-кор. НААН, д-р техн. наук, В.М. Павліченко, канд. біол. наук, В.В. Лиходід, канд. техн. наук, В.М. Забудченко, інж.**

*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААНУ, Відділ Біоекотехнічних систем у тваринництві, м.Запоріжжя*

## **Аналіз конструкцій технічних засобів для виробництва вологих високозасвоєваних кормів**

Виконано огляд конструкцій та аналіз особливостей роботи існуючих технічних засобів для виробництва вологих високозасвоєваних кормів. За результатами аналізу розроблено конструктивно-технологічну схему й створено експериментальний зразок роторного кавітаційного диспергатора РоКаДі-2. Стверджується, що запропонована конструкція має покращені технічні дані порівняно з аналогами й забезпечує ступінь подрібнення компонентів вологих кормів в межах норм технологічних вимог.

**аналіз, технічні засоби, виробництво, вологі, високозасвоєвані, корма, роторний кавітаційний диспергатор, робочий процес, ступінь подрібнення**

**И.А. Шевченко, В. Н. Павличенко, В.В. Лиходел, В. Н. Забудченко**

*ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» НААНУ, Отдел Биоекотехнических систем в животноводстве, г. Запорожье*

**Анализ конструкций технических средств для производства влажных высокоусвояемых кормов**

Выполнен обзор конструкций и анализ особенностей работы существующих технических средств для производства влажных высокоусвояемых кормов. По результатам анализа разработана конструктивно-технологическая схема и создан экспериментальный образец роторного кавитационного диспергатора РоКаДи-2. Утверждается, что предлагаемая конструкция имеет улучшенные технические данные по сравнению с аналогами и обеспечивает степень измельчения компонентов влажных кормов в пределах норм технологических требований.

**анализ, технические средства, производство, влажные, высокоусвояемые, корма, роторный кавитационный диспергатор, рабочий процесс, степень измельчения**

Зелена рослинна біомаса кормових трав – головне джерело протеїну та природних біохімічних компонентів для годівлі сільськогосподарських тварин. Так, в 1кг лугової трави міститься в середньому до 0,23 кормових одиниць, 25 г перетравного протеїну, 2,9 г кальцію, 0,7 г фосфору, 30-79 мг каротину. Але при реалізації сучасних технологій заготівлі кормів (сіна, сінажу, силосу) із свіжої зеленої біомаси кормових трав безповоротно втрачається від 25 до 50% перетравного протеїну та інших поживних речовин [1-3].

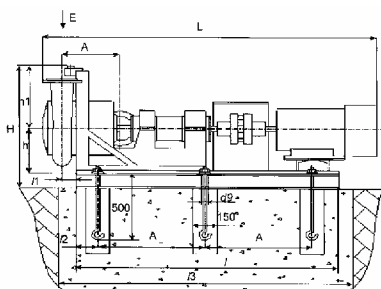
Технологічна задача скорочення втрат поживної цінності біомаси кормових трав при кормозабезпеченні є предметом дослідження багатьох вчених. Над її вирішенням працювали такі відомі вчені як І. А. Долгов, Ю. Ф. Новіков і М. Л. Яцко (1978), І. П. Проскура (1979), В. І. Гноевий (1985-2004), О. М. Венедіктов (1988-2011), А. І. Дев'яткин (1990), А. І. Свеженцов і О. О. Реневич (1990-2006), М. Ф. Кулик (1991-2012), Ю. В. Обертюх (2001-2002), В. В. Попов (2001-2007), С. М. Хохрін (2002), В. Лесницький (2004), А. Д. Гарькавий (2004), В. Ф. Петриченко (2005-2012), О. М. Курнаєв (2006-2012), Л. І. Подобєд (2006), В. О. Бондарєв і А. А. Панов (2007), П. Ковбасюк (2009), І. І. Ревенко (2010), Л. Г. Боярський (2011), В. С. Деркач (2012) та інші дослідники.

За результатами аналізу останніх досліджень та публікацій [4-9] встановлено, що на теперішній час найбільш ефективними є технології виробництва гомогенних кормових добавок, які реалізують ідею створення умов для доставляння тваринам речовин в найбільш засвоєваних формах низькомолекулярних сполук, що напряму всмоктуються в їх шлунково-кишковому тракті. Це сприяє більшій доступності і перетравності речовин, зменшенню затрат власної енергії тварин на трофічні процеси асиміляції та знижує навантаження на ферментативну діяльність супутньої мікрофлори. При цьому зменшується потреба тварин в кормах, а відповідно і об'єм відходів – побічної продукції – гною.

На теперішній час існує безліч технічних засобів (подрібнювачів) для виробництва вологих гомогенних сумішей, над створенням яких працювали такі дослідники як І. А. Павловський (1989-2008), В. В. Чернін, О. В. Ковальов, О. В. Сидоров (2000-2012), В. Ю. Мелехін (2001), Р. М. Басько (2002), В. Г. Грабов, В. І. Мерщій і Т. Л. Грабова (2006), В. Г. Мозговий, О. М. Алтухов, О. М. Анушенков, І. І. Скриль і О. М. Ковальчук (2008), М. Б. Соляник (2003-2012), О. Д. Петраков, і С. М. Радченко (2009) та інші розробники.

Розглянемо відомі й найбільш характерні конструкції подрібнювачів такого типу.

Певної уваги заслуговує розробка В. Г. Мозгового - кавітаційний гідроударний диспергатор КаГУД-1 (рис.1), який призначений для тонкого подрібнення, змішування і гомогенізації різних кормових компонентів [10].



#### Технічна характеристика

Подача, т/год	5-30-80
Встановлена потужність, кВт	30-45-110
Об'єм приготування кормів, кг	700-800
Розмір частинок, мкм	0-60
Температура обробки корму, °С	50-90
Маса, кг	340-710-1100

Рисунок 1 - Кавітаційний гідроударний диспергатор Ка ГУД-1

**Суть розробки.** Роторний робочий орган з двома ступенями подрібнення компонентів суміші в системах «рідина - рідина» або «рідина – тверде тіло», в якому порожній ротор з горизонтальною віссю обертання має лопаті, отвори та камеру кипіння, а статор з отворами й резонаторами встановлений за ротором співвісно.

**Особливості конструкції.** Запропонована конструкція подрібнювача забезпечує: кавітаційне подрібнення зерна пшениці, ячменю, вівса, жому, висівок та макухи до тонкодисперсного стану; розігрів емульсії до 50-90 °С; створення передумов для фізико-хімічних та біохімічних процесів ферментативного зброджування крохмалю; кавітаційне пригнічення всіх мікроорганізмів в оброблюваному середовищі.

Крім того, як стверджує автор, при кавітаційному приготуванні вологих кормосумішей, поряд з знезараженням кормів відбувається біологічна активація води. Така вода є сильним розчинником солі, активно вступає в реакцію гідратації біополімерів кормосуміші, інтенсивно екстрагує вітаміни та інші корисні речовини, не руйнуючи її природної структури, тому що має звичайну температуру.

**Переваги.** Універсальність, можливість використання дешевої сировини, невеликі капітальні витрати для створення виробництва, простота в керуванні, надійність в роботі, малі енергетичні витрати, невелика виробнича площа, невеликий час технологічного циклу, висока економічна ефективність виробництва, придатність обладнання для використання в інших технологіях.

Застосування такого подрібнювача у свинарстві забезпечує середньодобовий приріст живої маси в межах 650-850 г при значному зниженні витрат кормів на 1 кг приросту [13].

**Недоліки.** Обмежені функціональні можливості та асортимент вироблюваної продукції, висока питома матеріаломісткість та енергоємність робочого процесу.

Створений в Україні агрегат кормоприготувальний серії АКГСМ «Мрія» (рис. 2), в основному, призначений для приготування ферментованих гомогенних кормових сумішей із зернових культур і комбікормів у водному середовищі при співвідношенні води до зернової суміші: для свиней 2 : 1, а при високій клейковині 2,5 : 1, для ВРХ 3 : 1 (у всіх агрегатах), не втрачаючи енергетичної цінності кормів [11].



#### *Технічна характеристика*

Продуктивність, т/год	0,7-0,8
Встановлена потужність, кВт	11,0
Об'єм приготування кормів, кг	700-800
Площа під обладнання, м <sup>2</sup>	2,5
Температура обробки корму, °С	40-45
Маса, кг	350

Рисунок 2 - Агрегат кормоприготувальний АКГСМ-01 «Мрія»

**Суть розробки.** Роторний робочий орган з двома ступенями подрібнення зернових компонентів кормової суміші, в якому ротор, виконаний у формі диска з горизонтальним розташуванням вала, має наскрізні отвори у площині диска та основні і додаткові лопаті, встановлений між двома нерухомими жорнами з торцевими кільцевими вінцями, які мають зубці.

**Особливість конструкції.** Принцип приготування легкозасвоюваного, легкого для шлунково-кишкового тракту ферментованого корму полягає в тому, що завдяки спеціальній конструкції агрегату, в гідромлині-змішувачі відбуваються процеси ферментації і гомогенізації корму за рахунок тиску і розширення з великою частотою, періодичною вакуумізацією багатократних процесів подрібнення зернових і утворення колоїдної фракції з в'язкістю, що росте, і одночасним підвищенням температури від температури вхідного продукту на 10°С...15°С.

Принциповою різницею апарата «Мрія» від існуючих, на думку розробників, є досягнення руйнування кліткової структури зерна у водному середовищі, що досягається спеціальною конструкцією установки, де поперемінно діє стискання та розширення з високою частотою, що призводить до отримання колоїдної гомогенної кормової суміші з одночасним підвищенням температури до 40...45 °С й дає змогу досягати майже повного засвоєння поживних речовин кормової суміші.

**Переваги.** Малогабаритний; універсальний; заміняє комплекс машин кормоцеху, виконуючи чотири операції одночасно від одного приводу – подрібнення зернових, змішування, підігрів, видача корму; дозволяє зменшити витрати преміксів до 50 % при відгодівлі свиней та ВРХ, збільшити вміст у тілі тварини азоту до 30 %, кальцію до 12 %, фосфору до 4 %, магнію до 4 %, збільшити перетравність сирого протеїну на 12,3 % та сирого клітковини на 14,5 %; забезпечує збільшення засвоюваності корму та зниження виходу калу до 44 %.

**Недоліки.** Обмежені функціональні можливості та асортимент вироблюваної продукції, висока питома матеріаломісткість та енергоємність процесу.

Значної уваги заслуговують дослідження Російської компанії ТОВ «Кавікорм інжиніринг» [12-15]., на основі яких розроблена технологія та створено установку приготування кормів “Caviko™”, основною складовою якої є роторний подрібнювач -

диспергатор «РІД-2» (рис. 3).



**Технічна характеристика**

Продуктивність, т/год	4,0
Потужність, кВт	55-75
Площа під обладнання, м <sup>2</sup>	5,5
Температура обробки корму, °С	45-65
Маса, кг	1250

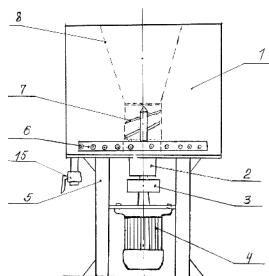
Рисунок 3 - Роторний подрібнювач диспергатор РІД-2

**Суть розробки.** Роторний робочий орган з двома ступенями подрібнення компонентів кормової суміші, в якому ротор з горизонтальною віссю обертання має резонатори, а кільцевий охоплюючий його статор - конфузори. При обертанні ротора відбувається періодичне перекриття вихідних отворів резонаторів. Подрібнення відбувається за рахунок дії на частинку явища кавітації, а також подвійного (прямого і зворотного) гідравлічного удару при перериванні потоку пульпи із заданою частотою. Частота спеціально підбирається рівній власній частоті ротора. Дія гідравлічного удару носить пульсуючий характер. Руйновані частинки піддаються гідравлічному удару в резонансних камерах (резонаторах). За рахунок збігу власної частоти резонаторів з частотою проходження імпульсів тиску в камерах відбувається багаторазове (у 10 разів в порівнянні з апаратами роторних пульсацій) збільшення амплітуди значення тиску. Гідродинамічні процеси в установці супроводжуються розвинутою турбулентністю.

**Переваги.** Широкі функціональні можливості диспергатора за рахунок переробки зелених кормів, консервованих продуктів з них, сіна, соломи, сінажу, силосу, корене- і бульбоплодів; висока ступінь гомогенізації оброблюваного матеріалу; дозволяє значно зменшити витрати кормів за рахунок збільшення засвоюваності поживних речовин і зниження енерговитрат на травлення.

**Недоліки.** Великогабаритний, має високу питому матеріаломісткість та енергоємність робочого процесу.

Особливої уваги заслуговує розробка Петракова А. Д. - гідрокавітаційний пристрій роторного типу (рис.4), який забезпечує приготування незаражених рідких кормів шляхом подрібнення і кавітаційного диспергування у водному розчині 0,3-0,4 % соляної кислоти, розігрівом до температури 60-80°С з подальшою нейтралізацією отриманого корму їдким натром [16-17].



**Технічна характеристика**

Продуктивність, кг/год	250
Потужність електронасосу, кВт	до 15
Температура обробки корму, °С	45-65
Тривалість робочого циклу, хв.	до 60
Маса, кг	до 165

Рисунок 4 – Гідрокавітаційний пристрій роторного типу

**Суть розробки.** Роторний робочий орган з трьома ступенями подрібнення компонентів кормової суміші, в якому ротор з вертикальною віссю обертання має два ряди ножів та лопаті, зовні яких розміщений статор з радіально встановленими в ньому

гідравлічними кавітаційними пристроями у вигляді насадок Вентурі та Борда.

**Переваги.** Широкі функціональні можливості пристрою за рахунок переробки широкого спектру рослинної сировини та відходів харчової переробної промисловості; висока ступінь гомогенізації оброблюваного матеріалу; дозволяє значно зменшити витрати кормів за рахунок збільшення засвоюваності поживних речовин і зниження енерговитрат на травлення.

**Недоліки.** Висока питома матеріаломісткість, енергоємність та тривалість в часі робочого процесу.

За результатами аналізу існуючих конструкцій технічних засобів для виробництва вологих високо засвоюваних кормів та результатів пошукових досліджень [18] розроблено конструкційну схему (рис. 5а) та виготовлено експериментальний зразок роторного кавітаційного диспергатора РоКаДі - 2 (рис. 5б), який позбавлений цих недоліків і за результатами попередніх випробувань [19] має покращені технічні характеристики порівняно з аналогами (табл.1).



а) конструкційна схема



б) загальний вигляд

Рисунок 5 – Роторний кавітаційний диспергатор РоКаДі - 2 (розробка Відділу ННЦ «ІМЕСГ» НААН)

**Суть розробки.** Роторний робочий орган з чотирма ступенями подрібнення компонентів кормової суміші, в якому ротор з вертикальною віссю обертання має два ряди ножів, радіальні лопаті й два ряди наскрізних отворів, зовні якого розміщений статор у вигляді двох коаксіально розміщених кілець з двома рядами радіально встановленими в них гідравлічними кавітаційними пристроями у вигляді насадок Вентурі та Борда.

**Переваги.** Широкі функціональні можливості та асортимент перероблюваної продукції (рослинна сировина та відходи харчової й переробної промисловості); висока ступінь гомогенізації оброблюваного матеріалу при незначній питомій матеріаломісткості та енергоємності робочого процесу, що дозволяє значно зменшити витрати кормів за рахунок збільшення засвоюваності поживних речовин і зниження енерговитрат на травлення.

Таблиця 1 – Технічні характеристики подрібнювачів для виробництва вологих високо засвоюваних кормів

Показник	Марка подрібнювача			
	РоКаДі-2 (Україна)	АКГСМ-01 «Мрія»(Україна)	КаГУД-1 (Росія)	РІД-2 (Росія)
Продуктивність, кг / год	240-320	700-800	5000	4000
Потужність, кВт	4,5	11,0	30	55-75
Маса, кг	120	350	340	1250
Питома енергоємність, кВт·год / кг	до 0,015	до 0,02	до 0,01	до 0,02
Питома матеріаломісткість, кг·год / кг	до 0,375	до 0,50	0,068	0,313

Із табл. 1 видно, що запропонована конструкція роторного кавітаційного диспергатора РоКаДі – 2 порівняно з вітчизняними та зарубіжними подрібнювачами аналогічного призначення не поступається за технічними даними і має ряд переваг: малогабаритна, універсальна щодо оброблюваної сировини, й забезпечує приготування широкого спектру кормових сумішей з продуктивністю до 320 кг/год при питомій матеріаломісткості (до 0,375 кг·год / кг) та енергоємності робочого процесу (до 0,015 кВт·год / кг).

## Список літератури

1. Девяткин А. И. Рациональное использование кормов / А. И. Девяткин, М.: Росагропромиздат, 1990. – С. 105-158.
2. Лесницкий В. Белковые корма из зеленой массы трав / В. Лесницкий // Научно-практический журнал «Животновод». – Корма. – М, 2004. – № 1. – С. 6-8.
3. <http://innotech.net.ua/index.php?option=com>
4. Скрыль И. И. Кавитационная технология и оборудование для производства жидких кормов [Интернет ресурс] / И. И. Скрыль, А. Н. Ковальчук // Материалы международной заочной научной конференции «Проблемы современной аграрной науки», 15 октября 2011 г. / Красноярский государственный аграрный университет. – Красноярск. – КГАУ, 2011. – Режим доступа :<http://www.kgau.ru/img/konferenc/2011/d3.doc>.
5. Инновационные технологии кормления на животноводческих комплексах / Животноводство // Журнал "АПК Эксперт", 2011. – № 3 (24). – С. 82-85.
6. Инновационные технологии кормления на животноводческих комплексах / Животноводство // Журнал "АПК Эксперт", 2011. – № 3 (24). – С. 82-85.
7. Кавитация [Интернет ресурс] / © «Омега Пром Групп», 2012. – Режим доступа: <http://omegaprom.com/ru/techs/tech2>.
8. Использование технологий гидродинамического кавитационного диспергирования для производства пастообразных питательных кормов для животных : инновационный проект [Интернет ресурс] / ООО «НПП ЭКО-БИОН», ООО «БАСМ». – Воронеж, 2012. – Режим доступа: <http://alltrend.ru/component/content/article/43-selskohozyajstvennoe-proizvodstvo/63-proizvodstvo-kormov-dlya-zhivotnyh.html>
9. Производство белковых кормов и добавок к ним на основе кавитационного измельчителя [Интернет ресурс] / Федеральное Государственное Унитарное Предприятие Внешнеэкономическое Объединение. – Сайт ФГУП “Лицензинторг”, 2012 - Режим доступа: [http://www.licenz.ru/protein\\_feed.html](http://www.licenz.ru/protein_feed.html).
10. Пат. 74084 Российская Федерация, МПК В06В1/20. Кавитационный гидроударный диспергатор [Текст] / Мозговой В. Г., Алтухов А. М.; заявитель и патентообладатель Мозговой В. Г., Алтухов А. М. – № 2008107489/22; заявл. 26.02.08; опубл. 20.06.08, Бюл. № 17. – 3 с.
11. Кормоприготовительные агрегаты серии «Мрия» [Интернет ресурс] / Общество с ограниченной ответственностью Научно-Производственный Внедренческий Центр Академии Инженер-ных Наук Украины // Официальный сайт ООО НПЦ АИНУ. – Режим доступа : <http://agrokorm.info/ru/kormoagregat/1/>
12. Белково-витаминные кормовые концентраты Cavirost® [Интернет ресурс] / © Инновационная компания "Кавикорм", 2009-2011. – Режим доступа : <http://www.cavikorm.ru/premixes/>.
13. Ковалёв А. В. Технология влажного гомогенного кормления свиней, как инструмент повышения рентабельности и конкурентоспособности промышленных свинокомплексов / А. В. Ковалёв // Материалы международной конференции "Инновационные пути развития свиноводства в России" ("Свиноводство - 2011"). – Международная промышленная академия, 14-16 ноября 2011 г. – Пищепромиздат, 2011. – С. 10-14.
14. Мошкучело И. И. Научно-практические основы формирования инновационной технологии "cavikorm®" и их экспериментальная апробация на свиноводческих комплексах / И. И. Мошкучело // ВИЖ РАСХН, ООО «Кавикорм». – Научно-практический се-минар «Инновационные технологии кормления на животноводческих комплексах» в рамках 16-й Международной выставки «Зерно-Комбикорма-Ветеринария-2011», 3 февраля 2011 г. : итоговые материалы. – М, 2011. – С. 13-17.
15. Открытие завода кормовых добавок «Кавикорм-Лебяжье» [Интер-нет ресурс] / Раздел «Репортажи» // Научно-производственный журнал Молочное и мясное скотоводство. – Режим доступа : <http://www.skotovodstvo.com/Reportage/Cavikorm-2011.html>.
16. Пат. 2316227 Российская федерация, МПК А23К1/00; А23Н17/00 Способ приготовления жидких кормов и установка для его осуществления [Текст] / Петраков А. Д., Гурков В. В., Яковлев О. П.;

- заявитель и патентообладатель Петраков А. Д., Гурков В. В., Яковлев О. П. – № 2006113749/13; заявл. 21.04.06; опубл. 20.08.06, Бюл. № 8. – 3 с.
17. Пат. 2366270 Российская федерация, МПК А23К1/00. Способ приготовления обеззараженных жидких кормов и установка для его осуществления [Текст] / А. Д. Петраков, Радченко С. М. заявитель и патентообладатель Петраков А. Д., Радченко С. М. – № 2008107219/13. – заявл. 26.02.2008; опубл. 10.09.2009, Бюл. № 2. – 3 с.
18. Шевченко І. А. Аналіз технологій виробництва білково-вітамінних кормових добавок / І. А. Шевченко, В. М. Павліченко // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН. – Запоріжжя, 2012. – Вип. 2 (10). – С. 3-17. – ISSN 2075-1591.
19. Павліченко В. М. Обґрунтування техніко-технологічних основ енергоощадного виробництва кормової добавки на основі рослинної сировини / В. М. Павліченко, О. О. Троїцька, В. В. Лиходід // Механізація, екологізація та конвертація біосировини в тваринництві: зб. наук. праць / Ін-т мех. тваринництва НААН. – Запоріжжя, 2012. – Вип. 1 (9). – С. 10-21. – ISSN 2075-1591.

**Igor Shevchenko, Valentina Pavlichenko, Viktor Lykhodid, V. Zabudchenko**

*NSC "Institute of Agricultural Engineering and Electrification" of National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Department Bioecotechnical systems in animal husbandry, Zaporozhye*

**Analysis of the constructions of the technical means to produce wet highly digestible food**

The aim of the research is to reduce costs by increasing forage digestibility of nutritive substances and reducing energy consumption in animal digestion.

The review of the design and analysis of the characteristics of existing technical means for production of wet highly digestible food. According to the analysis developed constructive-technological scheme and created the experimental model of rotary cavitation dispersant RoCaDi-2. Approved that the proposed construction has improved specifications compared to analogues.

Alleged that the proposed construction of the dispersant can be expected high degree of grinding wet food components within the limits of technological requirements.

**analysis, technical means, wet, highly digestible food, rotary cavitation dispersant, working process, degree of grinding**

Одержано 09.09.13

**УДК 515.2 : 631.3**

**В.П. Юрчук, проф., д-р техн. наук, М.А. Святиня, асп.**

*НТУУ «Київський політехнічний інститут»*

## **Геометричне обґрунтування активізації процесу дії нового комбінованого ґрунтообробного диску**

У статті розглядаються методи конструювання та виготовлення робочих органів сільськогосподарських машин, а саме, дисків сферичних борін, які мають випукло-ввігнутий профіль самого диска та займають на твірній диска не більше половини її довжини.

**робочі органи дискового типу, штампування дисків, сферичні пояси стискання та розтягування, внутрішньо-ґрунтові зв'язки**

**В.П. Юрчук, М.А. Святиня**

*Національний технічний університет України «КПІ» (Київ, Україна)*

**Геометрическое обоснование активизации процесса действия нового комбинированного почвообрабатывающего диска**

© В.П. Юрчук, М.А. Святиня, 2013

В статье рассматриваются методы конструирования и изготовления рабочих органов сельскохозяйственных машин, а именно, дисков сферических борон, которые имеют выпукло вогнутый профиль самого диска и занимают на образующей диска не больше половины ее длины.

**рабочие органы дискового типа, штампование дисков, сферические пояса сжатия и растягивания, внутренне-грунтовые связи**

**Постановка проблеми.** Збільшення машинного парку агропромисловості України функціональними і продуктивними машинами може істотно підняти культуру землеробства, сприяти підвищенню врожаю на оброблюваних угіддях. Крім того, ці машини мають бути довговічні і надійні, прості в конструкції і роботі, енергоекономічні і відповідати сучасним агротехнічним вимогам.

Незважаючи на важливість перелічених умов, основною вимогою, що пред'являються до створених в країні машин, були і залишаються жорсткі умови їх функціональності, тобто виконання ними основних технологічних і агротехнічних вимог. Створення таких машин вимагає вирішення важливих завдань з проектування нових робочих органів, які безпосередньо виконують той чи інший агротехнічний процес, оскільки робочі органи конструктивно визначають показники ефективності всієї сільськогосподарської машини.

Важливе значення мають теоретичні дослідження агротехнологічних процесів, які виконуються робочими органами ґрунтообробних знарядь, оскільки від ступеня відповідності поверхні робочих органів їх призначенню залежить якість роботи таких знарядь та їх працездатність. Встановлення найбільш раціональних форм та параметрів поверхонь робочих органів, знаходження оптимальних технологічних параметрів їх роботи – найважливіше завдання, яке стоїть перед науковими працівниками. Інженерний розрахунок поверхонь робочих органів зі всебічним врахуванням функціональних показників роботи ґрунтообробних знарядь, пред'явлених до робочих органів з точки зору продуктивності праці, стає можливим лише за наявності відповідних удосконалених методів їх конструювання [1].

**Аналіз останніх досліджень.** Процес проектування складних криволінійних технічних форм, їх розрахунок і відновлення вимагають розробки таких конкретних геометричних моделей, які реалізують той чи інший спосіб конструювання поверхні. При вирішенні такого завдання виникають питання стосовно креслення та дослідження наперед заданих властивостей нових поверхонь, взаємопов'язаних зі способом їх утворення [2].

Загальнозрозумілим є те, що для кожного способу утворення поверхонь існують свої переваги і недоліки, аналіз яких повинен сприяти вибору того чи іншого способу в кожному конкретному випадку проектування технічних поверхонь. При аналізі методів проектування поверхонь ґрунтообробних знарядь необхідно спочатку розглянути загальні сучасні методи проектування технічних форм, які повинні містити в собі простоту інженерних методів, можливості дослідження їх властивостей, найбільш прийнятне рішення складних завдань конструювання, задовольняючи наперед заданим умовам. Це дозволить добитися високої функціональності робочих органів, збільшення кількості їх варіантів виконання з подальшим вибором якнайкращого зразку, що можна досягти ретельним вивченням процесу пошуку оптимального рішення поверхні дії робочого органу [3].

**Формулювання цілей статті.** В даний час поверхні нових форм робочих органів отримують, в основному, експериментальним підбором на підставі розроблених дослідних зразків. Існуючі методи проектування дають можливість геометрично інтерпретувати експериментально вибрану поверхню, виконати точно її побудову. Слід також відзначити, що розробка методів геометричного конструювання поверхні робочих органів може бути зроблена лише із значними спрощеннями і допущеннями

процесів взаємодії ґрунту і поверхні робочого органу [4]. Це явище викликане неоднорідністю ґрунтового середовища і складністю врахування обліку широкого діапазону її фізико-механічних властивостей, параметрів структури, глибини, ширини, швидкості переміщення та інших агротехнічних параметрів [1].

Відомі дискові важкі борони, які складаються з активних та пасивних дисків. Вказані диски встановлені з розвалом в горизонтальній і вертикальній площинах, при цьому активний диск має механізм приводу для обертання. Недоліком вказаних пристроїв є недостатній ступінь стискання порожнинами дисків виділеного шару ґрунту, оскільки у порожнинах даних дисків відбувається лише вирізання ґрунтового шару, який стискається лише при переміщенні за рахунок звуження витискного русла конічних чи сферичних дисків (як активного, так і пасивного типів). Недоліком відомого диска також є незначна ступінь стискання вирізаного шару ґрунту, яка активізується також за рахунок вікон спиць копачів. Тобто вирізаний шар ґрунту лише вирізається дисками, які мають форму сфери чи зрізаного конуса на периферійній частині. Активна ліквідація внутрішніх зв'язків ґрунту відбувається при цьому на сферичному поясі та у самій вузькій частині русла витискання ближче до осі обертання диска. Це сприяє частим забиванням ґрунтообробних дисків ґрунтовою масою. Особливо часто це відбувається при роботі дисків на сухих чи вологих ґрунтах.

**Виклад основного матеріалу.** На сучасному етапі важливою задачею прикладної геометрії є розробка таких методів конструювання поверхонь, які задовольняли б максимальній кількості основних наперед заданих умов функціонування та були найбільш ефективні з економічної точки зору.

У сільськогосподарському машинобудуванні відомі дискові пристрої обертання. Ґрунтообробний диск 1 конструктивно складається з двох сферичних поясів: внутрішнього поясу 2, розміщеного біля матичини 3 та зовнішнього поясу 4 з діаметром  $D$ , розміщеного зі сторони обода (рис. 1), з'єднаних між собою криволінійною поверхнею у формі опуклої поверхні обертання.

Описуваному нами новому дисковому знарядді поставлена задача збільшення факторів стискання та розтягування виділеного порожнинами дисків ґрунтового шару шляхом виконання русла стискання та розтягування у вигляді двох сферичних поясів, які забезпечують значне руйнування внутрішньо-ґрунтових зв'язків між собою. Ці фактори, в основному, і визначають параметри ефективності всього пристрою. Вказана задача досягається тим, що у ґрунтообробного диска, що геометрично складається із сферичних поясів, дані пояси в сукупності у радіальному напрямку утворюють ввігнуто-випуклий профіль самого диска та займають на твірній диска не більше половини її довжини (рис. 1).

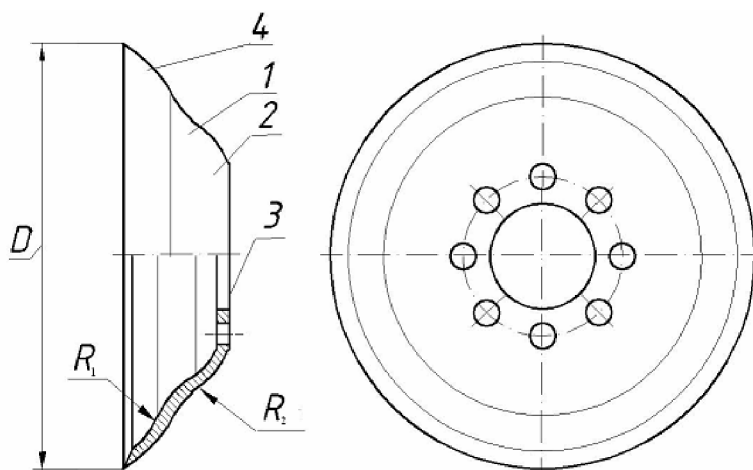


Рисунок 1 – Конструкція нового ґрунтообробного диска

Грунтообробний диск випукло-ввігнутої форми працює за наступною схемою. В робочому положенні диски заглиблюються вздовж осі рядка, діючи на шар ґрунту своїм периферійним сферичним поясом 4. При цьому виділений ободом диска ґрунтовий шар у руслі між дисками стискається. До того ж це русло постійно звужується, оскільки діаметр зменшується від периферії до центру диска, збільшуючи руйнування внутрішніх зв'язків у ґрунті. Дія стискання ще більше зростає до осі обертання, оскільки при переміщенні диска русло диска звужується від периферійного поясу 4, з радіусом  $R_1$  до внутрішнього поясу з радіусом поясу  $R_2$ , до осі обертання. Така додаткова дія покращує процес ліквідації внутрішніх взаємозв'язків ґрунту, що, в свою чергу, сприяє кришінню ґрунту та наступній активній його сепарації (рис.2).

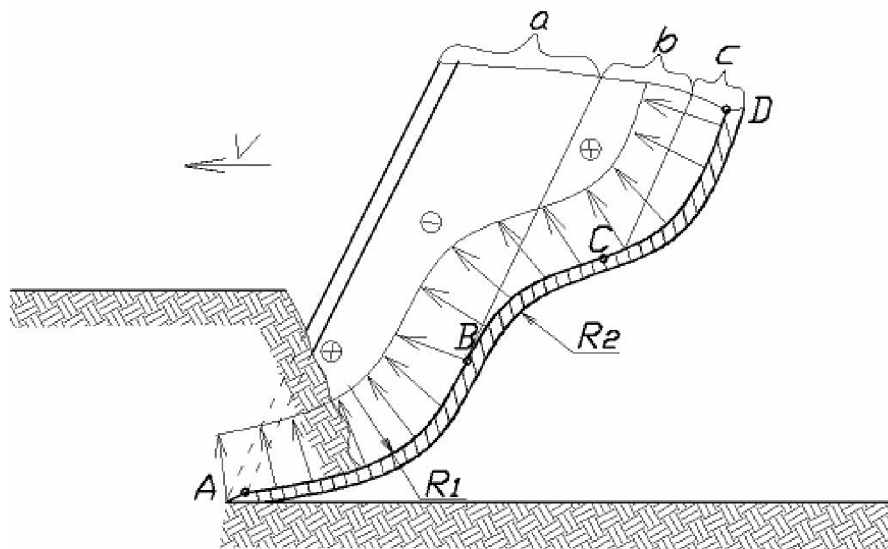


Рисунок 2 – Схема ділянок сферичних поясів з різними напрямками дії на ґрунт

На внутрішньому ввігнутому сферичному поясі 2, з радіусом  $R_2$ , відбувається розтягування виділеного шару ґрунту. Процес стискання та розтягування вирізаного шару ґрунту відбувається на ввігнуто-випуклій ділянці. Результуюча комбінована дія процесу стискання в зоні 4 та наступного розтягування в зоні 2 буде сприяти кришінню ґрунту у руслі дії дисків з радіусами  $R_1$  та  $R_2$ , переміщуючись ближче до осі обертання та буде сприяти подальшому транспортуванню ґрунту. Цей процес прискорюється також тим, що біля осі обертання диска утворюється підпір дії диска самою маточиною.

**Висновки.** Використання запропонованого комбінованого диску у спеціальних пристроях для ґрунтообробки дозволить значно підвищити технічну та технологічну надійність дискових знарядь за рахунок покращення процесу стискання-розтягування, тобто як результат кращої знакоперемінної дії на виділений шар ґрунту. Це в цілому сприяє підвищенню технічної надійності як ґрунтообробного диска, так і всієї ґрунтообробної машини.

## Список літератури

1. Босой Е.С., Верняев О.В., Смирнов И.И., Султан-Шах Е.Г., Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин. М: Машиностроение, 1977. -568 с.
2. Горячкин В. П. Земледельческая механика. Собр. соч. в 3-х т. М. Колос, 1965.- Т.1. - 282с.
3. А.Ф. Завгородний, В.І. Кравчук, В.П.Юрчук. Геометрическое конструирование рабочих органов корнеуборочных машин.- Киев.: Аграрна наука, 2004.-240 с.
4. Желиговский В.А. Основы теории технологического процесса вспашки//Докл. ВАСХНИЛ.-1947. – Вып.11.

**Vladimir Yurchuk, Mikhail Svyatina**

*National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute" (Kiev, Ukraine)*

**Geometrical ground of activation of process of action of the new combined processing soil disk**

This article deals with methods of designing and manufacturing workers of agricultural machines, namely, spherical disc harrows, which are convex-concave profil the disc and take on the disc is not more than half its length.

We described a new disk guns tasked factors increase compression and stretching of the selected disk cavities soil layer by performing channel compression and tension as two spherical zones that provide significant destruction of intra-soil relations between them. These factors largely determine the parameters and performance of the device. The specified task is achieved by cultivating in the disk geometrically composed of spherical zones, these zones together to form a radially concave-convex profile of the drive and the drive generators to take no more than half its length

Conclusions. Using the proposed combined disk special devices for soil cultivation will dramatically increase the technical and technological reliability of disk tools.

**-working bodies disk type, stamping disks, spherical compression and tension zones, internal ground connections**

Одержано 30.10.13

**UDC 631.332.7**

**Ján Frančák, doc. Ing., CSc., Maroš Korenko, doc. Ing., PhD.**

*Slovak University of Agriculture, NITRA, Slovak Republic*

**Valeriy Adamchuk, Prof. doc. Ing.**

*Institute for Agricultural Engineering and Electrification, Kyiv, Ukraine*

## Quality planting potatoes and effect of seed dimensional parameters for work

This work deals with the impact of planting technique on potato harvest. It focuses on improving the quality and quantity of planted tubers in order to efficiently explore optimal solutions to increase economization of potato production with minimizing the production cost.

In assessing the work quality of two types of potato planters GRIMME and HASSIA on the harvest, we found that the quality of their work is about the same and is not dependent on the type and design of the planting system, but mainly is influenced by other factors:

- it is necessary to do at minimum a double seed sorting in order to improve the quality of the work of potato planter to minimize financial losses in planting and to increase the harvest;
- the working speed of the potato planter is important to achieve a well--proportioned distribution of tubers in the row;
- the quality of soil preparation before planting affects the harvest results and work of the planter.

**potato cultivation, compositor mechanism, planting manners, separation, potato cultivation economy**

**Я. Франчак, М.Коренко**

*Словацкий сельскохозяйственный университет, г. Нитра, Словакия*

**В. Адамчук**

*НИЦ "Институт механизации и электрификации сельского хозяйства" НААНУ*

**Качество работы картофелесажалки и влияние на нее размерных параметров семян**

В статье рассматривается проблема влияния технологии посадки картофеля на его урожайность. Работа направлена на повышение экономической эффективности производства картофеля при минимизации производственных затрат путем улучшения качества посадочного материала.

Была произведена качественная оценка работы двух типов картофелесажалок – GRIMME и HASSIA. Определено, что качество их работы примерно такое же и не зависит от типа и конструкции посадочной системы. Для улучшения качества работы картофелесажалки повышения урожайности клубни должны проходить как минимум двойную сортировку. Также на качество работы посадочного агрегата влияет скорость картофелесажалки и качество подготовки почвы.

**технология выращивания картофеля, посадочная система, эффективное картофелеводство, размер картофеля**

**Introduction.** Under the present conditions when growing area of potatoes in Slovakia are significantly decreasing (11 000 ha, data from 2012) and potato becomes economically demanding crop, it is important to think about improving and increasing potato yields and in terms of planting.

The aim of this work is to compare the impact of technology on planters potato crop yields. Based on field measurements to evaluate the work of different types of planters with Spoon Planting control and the focus on remedial work planters, in terms of increase in potato production economy and minimize financial losses when planting potatoes.

For their assignments was elected farm SHR Ing. Juraj Máčaj, AGROMAČAJ Ltd. located in Kráľová pri Senci (Senec), which is one of the largest producers of potatoes in Slovakia.

**Materials and Methods.** Resolving of the work was carried out under the following methodology:

1) Evaluation of seed potato (variety, size settlement, tuber shape and degree of sorting seeds). Planted varieties were Mirabel and Dita. A variety of tubers Mirabel was pre-sorted by the manufacturer in two size fractions of 25-45 mm and 35-55 mm:

- to determine the dimensional characteristics of tubers were measured three basic features (length, width, thickness) with weight of tubers;

- measurement was carried out physically at each tuber individually by a caliper and a digital weight scale;

- minimal statistical sample set was 200 tubers;

- size of the measured parameters of the tubers (length, width, thickness, weight) was constructed the table in the programme Excel and then performed a statistical evaluation of the dimensional characteristics (mean, standard deviation, coefficient of variation, variance, minimum and maximum values, number of observations.) separately for each variety;

- construction of box plot of the size and weight characteristics for each variety;

- graphical evaluation of the tubers shape (percentage of tuber shape);

- determining the tuber shape coefficient according to ISO 5691.

2) Verification of the quality of a planting machine work under field operating conditions:

- used planters were with spoon planting mechanism (4-line 34 of Grime and 2-line Hassia 242 S);

- measurement of the tubers deployment in the row was carried out at the specified conditions (operating speed, distance tubers in a row, interrow distance);

- measurement was carried out in the area of 10 m<sup>2</sup> diagonally. Each measured section was extended for additional 15 m section where the planter has reached the required speed and stabilize the required mode of technological operation;

- distance between tubers in a row was assessed by measuring the section by folding scale by measuring the distance of the centers of neighboring tubers to the longitudinal axis of the line;

- 200 measurements was performed for each planter;
- the measurement procedure for both types of planters was the same;
- real distance between tubers were tabulated and subsequently evaluated in the chart longitudinal uniformity of planting potatoes;
- graphical representation of the percentage distribution of tubers in different types of planters was divided into five classes (the required distance, double planting, a one-recess, recess double, triple recess);
- the control of potato tubers in soil was based on valid standards for testing planters according to STN 47 0138.

**Results and Discussion.** Within each field measurements made in year 2012, were first evaluated qualitative indicators typesetter Grimme 34 Z. Measured on the parcels with zero sloping. Planter was set to interline distance of 750 mm, the distance between tubers in a row was 270 mm, 100 mm planting depth, planters operating speed was 5.6 km h<sup>-1</sup>. Planters spoons were intended for planting size fractions ranging from 35 to 55 mm.

Seed size was verified before the measurement in terms of methodology. According to the tuber planting shape coefficient, a variety Mirabel 35-55 is oval-shaped group of tubers. Shape coefficient of Mirabel tubers was 188.

Based on the measurement, it was found that 79.5% of tubers were planted in the requested distance, double planting consisted of 4.5%, a one-recess was 14% and double recess was 2%, three times recess doesn't occurred. Planter Grimme 34Z was working with the effective distance of tubers 260.5 mm and a standard deviation of 69.6 mm. Qualitative distribution of tubers by the planter into 5 classes is shown in Figure 1.

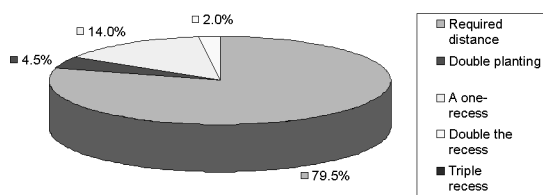


Figure 1 – Percentage distribution of tubers planted by Grimme 34Z

In a further aspect of field measurements was used Mirabel variety with fraction size from 25 to 45 mm. Planter was set to interline distance of 750 mm, the distance between tubers in a row was increased to 310 mm, 100 mm planting depth, working speed typesetter was increased to 6 km h<sup>-1</sup>. Planters spoons remained unchanged for the fraction size in the range of 35-55 mm.

Dimensional variance of the thickness and width is relatively small. The third dimension the length is relatively higher variance is due to a varietal characteristic of tubers. High scattering length scattering caused by the high weight of tubers. The large range is due to the lack of separation of seed. Form factor Mirabel tubers 25-45 mm was 169.

Based on the measurements, it was found that 64% of tubers were planted at the required distance. Double planting occurred in 26.5% of cases, A one-recess occurred in 6.5% of cases. Double recess formed in 3% of cases. Triple recess hasn't occurred. Grimme planter 34 Z worked with the effective distance of tubers of 286.3 mm and a standard deviation of 81.7 mm. Qualitative distribution of tubers, was divided into 5 classes and is shown in Figure 2.

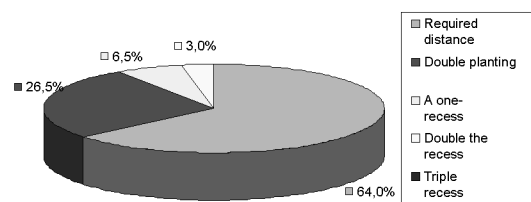


Figure 2 – Percentage distribution of planted tubers by planter Grimme 34 Z

The following qualitative assessment of planter Grimme 34 Z was made with variety Ditta. Measurement conditions (interrow distance, distance between tubers in a row, planter working speed, depth of planting, size of spoons) were the same as the variety Mirabel 25 – 45. Size factor for tubers Ditta is 181.

Based on the methodology, it was found that 75.5% of tubers were planted in requested distance. Double planting has occurred at 6.5% of cases, in 15% of cases has occurred a one-recess planting. Double recess planting was in 2% of cases. There was also a triple recess which occurred in 1% of cases. Planter Grimme 34 Z worked with the effective distance between tubers of 280.5 mm and a standard deviation of 75.2 mm. Qualitative distribution of tubers, was divided into 5 classes, and is shown in Figure 3.

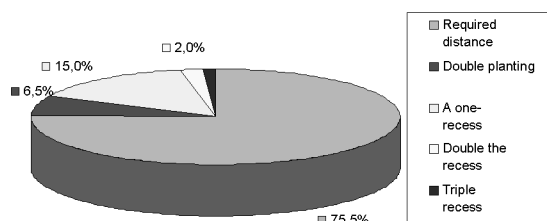


Figure 3 – Percentage distribution of planted tubers by planter Grimme 34 Z

Within each field measurements, other evaluated planter was Hassia 242S with planted variety Mirabel 35-55 mm. Characteristics of the measurement conditions are the same as in previous measurement.

According to the methodology of measurement, it was found that 74% of tubers were planted in requested distance. Double planting occurred in 8% of cases, a one-recess planting occurred in 15.5% of cases, a double recess formed in 2.5% of cases. Triple recess has not occurred. Based on a verification of work in field conditions, we can conclude that the planter worked with the effective distance of 299.3 mm and a standard deviation of 80.6 mm. Qualitative distribution of tubers, was divided into 5 classes, and is shown in Figure 4.

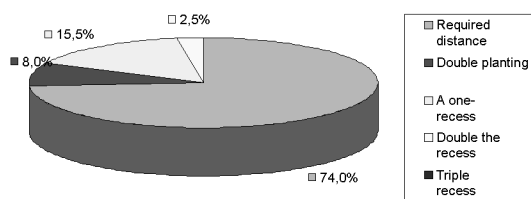


Figure 4 – Percentage distribution of planted tubers by planter Hassia 242S

By practical measurements we have evaluated the quality indicators of both planters. Quality of work we have characterized by the accuracy of planting, which is expressed by the standard deviation. When evaluating qualitative indicators of planters, the lowest average standard deviation of planter Grimme 34 Z was 75.5 mm and Hassia 242S had a standard deviation of 80.6 mm. When comparing the work of two types of planters, the Grimme and the Hassia, we can conclude that their work in field conditions on the plots has been greatly balanced.

When comparing the results of both size of variety Mirabel size fractions shows that seedlings Mirabel in size from 25 to 45 mm caused a significant problem when it was planted. The main reason was the wrong choice of typesetting spoons that were designed for fraction 35 - 50 mm. For this reason, there was a double scooping and thus a double planting. The operator tried to compensate it by increasing the distance between tubers in a row, which was from 270 mm to 310 mm. Exchanging spoons for smaller size fractions, or using adapters on spoons could significantly improve the quality of the machine and especially reduce the consumption of seed and operating costs for planting. We have found that it is very important to adjust the shape and size of the typesetting spoons to the size and shape coefficient of tubers.

Based on the findings, the statistical evaluation of the varieties shows that the seed was poorly sorted. Variance of thickness, width, length and weight has shown differences. Based on these findings it can be concluded that the seed has undergone only single sorting.

The measurement results show that working speed of planter also has a great impact on even distribution of tubers in a row. Measurement shows that at lower speeds, the number of tubers planted at the required distance with Grimme planter raised from 74% to 79.5%. The number of single-multiple, double and dual skips has also reduced. Uncaptured tubers by spoons are involved in the total omissions significantly. By increasing the operating speed in order to achieve a higher hourly performance, the quality of planting is reducing and thus the total yield.

Despite the achievements, in terms of quality of planting under field conditions, it should be noted that the first crucial problem is the size uniformity of planted material. Per hectare it consumes on average 2 - 3.2 t of planting material. With balanced size fractions consumption of seed from required amount is about 70%. Price of seed potatoes in 2012 was around € 0.48 per kilogram. If we consider the average consumption of seed 2.5 t per hectare, the purchase price of seed € 0.48 per kilogram, the price of potatoes seed per 1 hectare is € 1,200. At 30% of saved seed only 1 ha reduces the costs of 360 €. The company has grower acreage of potatoes about 400 ha. By planting sorted potatoes seed it can save more about 144,000 €. Unfortunately, in our country due to improperly sorted seed is planted more than 4 t ha<sup>-1</sup>. This implies a need to improve the quality of planting by ensuring at least double or triple sorting of seed. By doing this we can significantly reduce the financial cost of planting. The cost of a double sorting of seed are negligible compared with the saved planting material.

**Conclusion.** During the evaluation the quality of work of two types of typesetting mechanisms, we concluded that the differences between planters are minimal. Quality of planters work, longitudinal distribution of tubers and harvest height is influenced mainly by:

- preparation of planting material in terms of its size and shape imbalances (size and shape factor tubers);
- working speed of planter;
- quality of soil preparation before planting;
- sloping of land;
- degree of seed germination (germ size);
- human factors (professional equipment operator);
- to a small extent it is affected by the construction of planter and by the wear of functional parts.

To increase production economy, in terms of composing techniques we suggest the following:

- provide at least double, sometimes triple seed sorting. Reduced yield is caused by missing tubers and low uniformity of spacing. It is very important that the seed size is balanced. Double or triple sorting will enhance the planting quality, higher yields and reduces the consumption of planting material per hectare. Separated, biologically valuable seed provide the basis for a highly effective way of growing;

- when planting, choose the optimal operating speed of the machine (up to 6 km h<sup>-1</sup> or less). By increasing the operating speed it will lead to unbalanced distribution of tubers in a row, losing tubers from planters spoons, which has a negative effect on the quality of planting and crop height;

- select the optimal shape of planters spoons (bowls), the size of seed potato tubers and shape factor, when necessary use spoon attachments. Using inappropriately chosen planting spoons leads to double scooping of small seed, double planting or omissions and to a crop losses. The quality of the work of individual planters is virtually identical. Decisive is the preparation of planting material and size sorting. The shape of tubers significantly influences their uniformity of distribution in a row;

- ensure the quality of soil preparation, build quality (soft) subsoil under potatoes, which is enough cultivated. It is important that the tubers after the impact in a row remained on the position and prevent them from sliding. Focus on the separation of clods and stones. Properly prepared seed bed creates optimal conditions for the growth and development of the root system of plants and is one of the conditions for high yield and quality;

- consistently ensure compliance with the principles of agricultural engineering at planting (planting depth, proper configuration of the mode of operation);

- tell the operator the scientific and technical knowledges.

Establishment of quality planting material, compliance of agronomical soil preparation, seed preparation, proper adjustment of planting mechanism and a uniform distribution of the tubers in the soil are the essentials for a good harvest.

## References

1. Angelovič, M. - Jobbágy, J. 2010. Mechanizácia rastlinnej výroby. 1. vyd. Nitra : Slovenská poľnohospodárska univerzita v Nitre, 2010. 179 s. ISBN 978-80-552-0453-6.
2. CVEK, J. 1992. Činitele vplývajúce na kvalitatívne ukazovatele rozmiestnenia hľúz
3. Frančák, J. - Frančáková, H. 2000. Effect of machinery during potato harvest and storage on the losses reduction and product quality increasing In: Ecophysiology of plant production processes in stress conditions : Nitra : SPU, 2000. - ISBN 80-7137-751-1. - s. 106
4. Frančák, J. 2002. Mechanizácia pestovania, zberu a pozberového spracovania zemiakov, Nitra : Ústav vedecko-technických informácií pre poľnohospodárstvo, 2002. – 103 s. - ISBN 80-89088-09-0

5. ISO 5691: 1981: Sadzacie stroje, sadzače zemiakov. Skúšobné metódy.
6. Kielbasa P., Budyn P. 2009. Analiza zwięzłości gleb w okresie sadzenia i zbioru ziemniaków. Inżynieria Rolnicza. Nr 6 (115). s. 133-140, ISSN 1429-7264
7. Klamka K., Budyn P., Kielbasa P. 2006. Wpływ odmiany na wskaźniki sferyczności bulw ziemniaków uprawianych na glebie średniozwięzłej. Inżynieria Rolnicza. Nr 13 (88). s. 175-183, ISSN 1429-7264
8. Korenko, M. 2003. Technicko-ekonomické zhodnotenie sadenia zemiakov v podmienkach Slovenskej republiky. Nitra : SPU, 2003. 136 s.
9. Kowalski J., Kwasniewski D., Kubon M. 1997. Wpływ struktury użytkowania ziemi i struktury zasiewów na wyposażenie techniczne gospodarstw. Inżynieria Rolnicza 1(1). Warszawa 1997, ISSN 1429-7264
10. Kubon M. 2006. Potencjał magazynowy oraz jego wykorzystanie w gospodarstwach rolnych o wielokierunkowym profilu produkcji. Inżynieria Rolnicza 12(87). Kraków 2006, ISSN 1429-7264
11. Příhoda, Z. 1977. Technický rozbor některých principů vysadzacího ústrojí sadzačů brambor. In Zemědělská technika, roč. 22, 1977, č. 4, s. 183-201.
12. Ružbarský, J. et. al. 2005 Potravinárska technika, 1. vyd. - Prešov : Prešovská univerzita, 2005, s. 360. ISBN 80-8073-410-0
13. STN 46 2045: 1976: Sadba brambor.
14. STN 47 0138: 1989: Sázeče brambor (metódy zkoušení).
15. v riadku pri vysadzovaní zemiakov. Nitra : VŠP, 1992. 161 s.
16. Žitňák, M. 2008. Efektívne využívanie dopravných prostriedkov pri zbere zemiakov. In: Vozidla 2008 : nové trendy v konštrukcii a exploatacie vozidiel. – Nitra : SPU v Nitra, 2008, s. 175 – 180. ISBN 978-80-552-0106-1

**Я. Франчак, М. Коренко**

*Словацький сільськогосподарський університет, м. Нітра, Словаччина*

**В. Адамчук**

*ННЦ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" НААНУ*

**Якість роботи картоплесаджалки і вплив на неї розмірних параметрів насіння**

У статті розглядається проблема впливу технології посадки картоплі на її врожайність. Робота спрямована на підвищення економічної ефективності виробництва картоплі при мінімізації виробничих витрат шляхом поліпшення якості посадкового матеріалу. Була проведена якісна оцінка роботи двох типів картоплесаджалок - GRIMME і HASSIA. Визначено, що якість їх роботи приблизно така ж і не залежить від типу і конструкції посадкової системи. Для поліпшення якості роботи картоплесаджалки та підвищення врожайності бульби повинні проходити як мінімум подвійне сортування. Також на якість роботи посадкового агрегату впливає швидкість картоплесаджалки і якість підготовки ґрунту.

**технологія вирощування картоплі, посадкова система, ефективне картоплярство, розмір картоплі**

Одержано 27.09.13

УДК 631.363

Ю.С.Цаль-Цалко, проф., д-р екон. наук, А.В.Пшенишна, магістрант  
*Житомирський національний агроекологічний університет*

## Пневмоустановки для кондиціювання і транспортування зерна

Робота спрямована на обґрунтування принципової схеми та основних технологічних параметрів комплексу обладнання для кондиціювання зерна в умовах сільськогосподарських підприємств з метою скорочення його втрат при зберіганні. Для цього проведений огляд конструкцій зерносушарок і зерносховищ, теоретично обґрунтовані технологічні параметри аерожолоба-сушарки, зернового силосу та пневмотранспортної системи, проведені експериментальні дослідження процесу підсушування зерна за допомогою аерожолоба.

**зберігання зерна, зерносушарка, бункер зерновий, режими сушки**

Ю.С.Цаль-Цалко, А.В.Пшенишная

*Житомирський національний агроекологічний університет*

**Пневмоустановка для кондиціонування і транспортування зерна**

Робота направлена на обґрунтування принципової схеми та основних технологічних параметрів комплексу обладнання для кондиціонування зерна в умовах сільськогосподарських підприємств з метою скорочення його втрат при зберіганні. Для цього проведено аналіз конструкцій зерносушилок і зернохранилищ, теоретично обґрунтовані технологічні параметри аерожолоба - сушилки, зернового силосу та пневмотранспортної системи, проведені експериментальні дослідження підсушки зерна з допомогою аерожолоба.

**хранення зерна, зерносушилка, бункер зерновий, режими сушки**

**Постановка проблеми.** Антикризисні дії з відновлення повномасштабної і ефективної діяльності АПК України повинні бути комплексними, системними і складатись не лише з урядових програм, але й з продуманих кроків самих сільськогосподарських підприємств, спрямованих на реалізацію всіх потенційних можливостей підвищення ефективності виробництва. Концентровані корми є обов'язковим компонентом у раціоні всіх сільськогосподарських тварин і птиці і від їх кількості та якості значною мірою залежить фізіологічний стан і продуктивність тварин, а також якість тваринницької продукції - жирність молока, вартість і смакові якості м'яса та сала, яйценосність курей. З іншого боку, саме вартість цих кормів у загальній структурі собівартості продукції досягає 25...45% і вище, якщо концентрати виробляються не у господарстві. Тому актуальною є розробка такого комплексу обладнання, який дозволяв би зберігати весь необхідний запас зернофуражу в умовах господарства. У системі технологічних операцій післязбиральної обробки зерна найважливіше місце належить сушінню. Якісне сушіння не тільки забезпечує зберігання зібраного урожаю, запобігає його втратам, але у деяких випадках і підвищує якість готового продукту (продовольче зерно, фуражне, насінневий матеріал). У цілому по господарствам необхідно висушувати до 40...45% зібраного врожаю, а в окремі роки для деяких кліматичних зон України - до 70%.

Саме на цій стадії витрачається до 80% всієї енергії після збиральної обробки зерна, а корисне використання енергії в самих зерносушарках складає до 40-45%.

Господарствами використовуються шахтні і барабанні сушарки вітчизняного виробництва та закордонні зразки колонкових, бункерних та шахтних сушарок

періодичної дії. Найбільшого розповсюдження набули такі схеми проведення процесу сушіння зерна: прямотечійний режим (одноразове перепускання зерна), періодичний (багаторазове перепускання зерна), з послідовним перепусканням зерна через сушильні камери та сушіння в нерухомому шарі. Практична реалізація цих варіантів пов'язана з високими затратами енергії, реальні витрати рідкого палива для зниження вологості зерна з 20 до 14% становлять 9-11 кг рідкого палива на 1 т зерна. Такі показники витрат палива обумовлені недосконалістю технологій і конструктивними недоліками сушарок.

Не зважаючи на значну кількість теоретичних і експериментальних досліджень, присвячених загальній теорії сушіння, тепломасообміну та інтенсифікації процесів перенесення вологи, а також широкому впровадженню технологічних енергозощаджувальних заходів у галузі енергозберігаючого сушіння, залишається багато не використаних резервів і дослідження в цьому напрямку залишаються актуальними і своєчасними.

**Аналіз досліджень.** Питанню розробки теорії сушіння зерна, обґрунтуванню способів і режимів, а також створенню різноманітних конструкцій зерносушарок присвячені роботи О.В. Ликова, С.Д. Птіцина, А.С. Гінзбурга, Г.К. Філоненко, М.О. Грішина, В.І. Жидко, В.А. Загоруйко, Н.В. Остапчука, В.І. Алейнікова, Ю.О. Чурсінова, Г.М. Станкевича, В.І. Аниськіна, Л.Г. Чижикова, А.В. Голубковича, Б.І. Котова, О.М. Кашуріна, Ю.В. Єсакова, Г.С. Окуня, М.Я. Кірпи, А.Д. Гарькавого, А.В. Спіріна, В.Ф. Дідуха, В.І. Атаназевича, В. Мальти, О. Крішера та ін.

Аналіз способів і режимів сушіння зерна показав, що найбільше розповсюдження отримали сушарки з конвективним способом підведення теплоти шахтного і колонкового типу, також бункерні установки. Встановлено, що наявні режими сушіння в установках періодичної дії не забезпечують потрібної якості сушіння і відповідних норм витрат енергії; сушарки характеризуються низьким термічним к.к.д. та підвищеною питомою матеріалоемністю. Але можливості інтенсифікації процесів сушіння і зниження енерговитрат далеко не вичерпані. Визначено основні напрямки підвищення технологічної і енергетичної ефективності сушіння.

**Мета роботи.** Розробка малозатратного комплексу обладнання для зберігання зернофуражу безпосередньо в сільськогосподарських підприємствах і фермерських господарствах, що дозволить істотно зменшити собівартість тваринницької продукції.

#### **Основні задачі досліджень**

- 1) з'ясувати проблемні питання, пов'язані із зберіганням зерна;
- 2) проаналізувати відомі конструкції обладнання для сушіння та зберігання зерна;
- 3) обґрунтувати принципову схему та основні конструкційно-технологічні параметри малогабаритних зерносушарки та зерносховища;
- 4) провести початкові експериментальні дослідження модельного зразку запропонованого обладнання;
- 5) виконати попередню техніко-економічну оцінку проектних рішень.

#### **Результати досліджень**

Майже всі сушарки, що використовують як сушильний агент нагріте повітря і застосовуються в даний час, є сушарками конвективного типу, у яких повітря переносить тепло до зерна і видаляє вологу, що випаровується. Найбільш поширені промислові зерносушарки шахтного типу, але вони дуже дорогі і потребують спеціальної автоматики, оскільки у багатьох випадках перепалюють зерно, яке у них прогрівається до 70...75 градусів. До речі, зараз є багато комерційних структур, які пропонують сушіння зерна прямо у господарствах пересувними сушарками однак вартість таких сушарок як мінімум 150 тис. євро, а плата за їх використання ненабагато менша від послуг елеватора.

Огляд відомих конструкцій зерносушарок і вентиляційних установок для

зерноскладів дозволив виділити найкращу в аспекті зменшення енергомісткості функціональну схему комплексу обладнання – суцільнометалеві бункери для зберігання зерна, аерожолоб для його періодичного підсушування і транспортування між бункерами, а також пневмотранспорт та установка для завантаження самих бункерів.

Проведений морфологічний аналіз конструкцій зерносушарок показав, що число можливих комбінацій (тобто принципів конструктивних рішень) становить 27648 (табл.1). Серед них ряд очевидних переваг має комплект обладнання у складі:

- суцільнометалеві бункери для зберігання зерна;
- аерожолоб з тепловентилятором для сушіння зерна, його періодичного кондиціонування і транспортування між бункерами;
- пневмотранспортна установка для завантаження бункерів.

Таблиця 1 - Морфологічна скринька конструктивних рішень зерносушарок

Морфологічна ознака	Варіанти			
	1	2	3	4
А. Агент сушки	Повітря холодне	Повітря підігріте	Топкові гази	Суміш повітря і газів
Б. Джерело агента сушки	Фрамуги і шахти	Вентилятор	Котел	Електрокалорифер
В. Подача агента сушки	Природна тяга	Вентилятор нагнітальний	Вентилятор витяжний	-
Г. Переміщення зерна	Гравітація	Потік агента сушки	Механічний транспортер	Рух камери
Д. Напрямок переміщення зерна	Вертикально вниз	Вертикально вгору	Горизонтально	Комбінований рух
Е. Відносний рух зерна і агента сушки	Противотоком	Паралельно	Взаємоперпендикулярно	-
Ж. Використання додаткових джерел енергії	Підігрів припливного повітря відпрацьованим теплоносієм	Попередній підігрів зерна відпрацьованим теплоносієм	Підігрів повітря за допомогою геліоколектора	-
И. Встановлення	Окрема установка	Агрегат у складі зерночисного комплексу	Агрегат у складі транспортуючої системи	Агрегат у складі зерносховища

Проведені технологічні розрахунки показали, що для типового комплексу на 100 т подача вентиляційної установки має становити 24 тис. м<sup>3</sup>/год у режимі сушіння. При кондиціонуванні маси, коли ставиться задача знизити вологість зерна з 16% до 14%, подача вентилятора має бути не менше 25 тис. м<sup>3</sup>/с при тепловій потужності нагрівального пристрою Q<sub>к</sub> = 60 кВт.

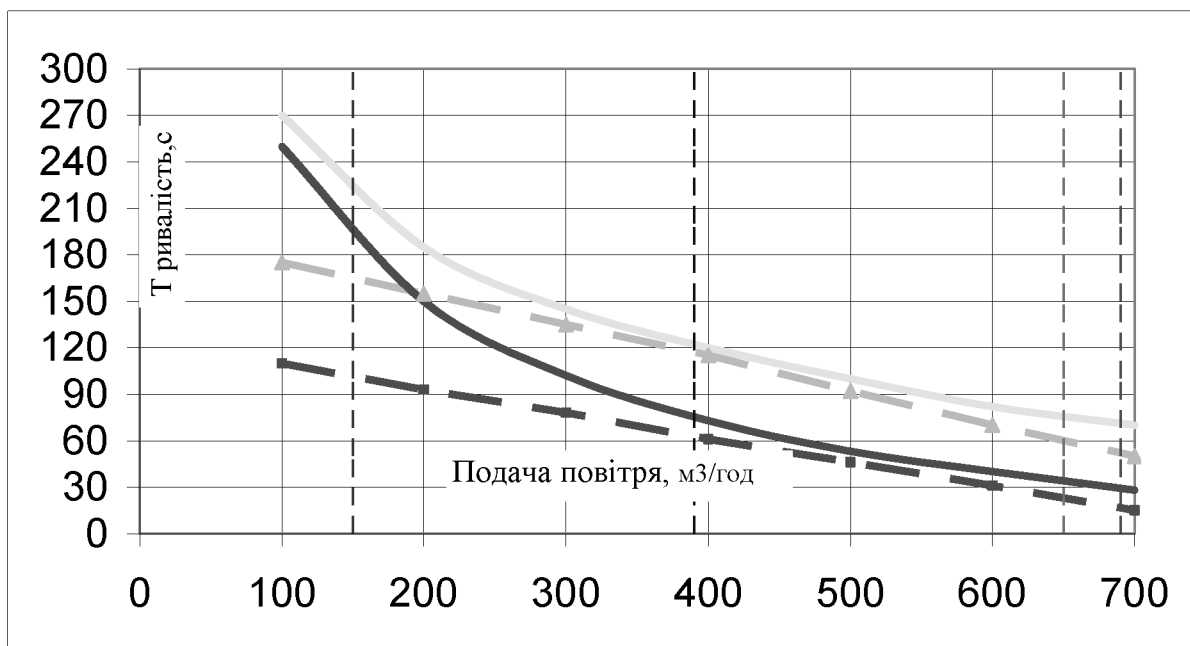
Для забезпечення продуктивності при підсушуванні зерна 5 т/год і транспортуванні з продуктивністю до 10 т/год довжина аерожолоба повинна бути L=3,6, а ширина 1,8 м. Для приведення зернової маси у псевдоскраплений стан аерожолоб слід укомплектувати вентилятором високого тиску ОТИ № 5.

Установка є досить простою у виготовленні і не потребує ні складних технологій, ні особливих матеріалів.

Важливим питанням є влаштування зернового бункера. Ми обрали бункер силосного типу, але потрібно було визначити потрібну форму: вузький і високий чи низький і широкий? Ми виходили з того, щоби металоємність його була мінімальною. Завдяки простому геометричному аналізу була встановлена залежність для розрахунку економічно доцільного типорозмірного ряду діаметра зернового бункера. Зокрема, для мінімальної витрати матеріалу при виготовленні бункера на  $50 \text{ м}^3$  найбільш доцільним є еквівалентний діаметр  $D_e = 4,08 \text{ м}$ .

Для оперативного визначення робочих параметрів пневмотранспортної системи, на підставі розрахунків, нами побудована номограма. Знаючи секундну продуктивність установки по матеріалу і задаючись коефіцієнтом масової концентрації можна швидко знайти продуктивність вентилятора по повітрю, а також необхідний підбір вентилятора.

Були проведені досліди із зерном пшениці фуражної та ячменя, які штучно доводились до початкової вологості 22...24%. Досліджувались критична швидкість зерна при зміні його вологості, визначалась тривалість проходження через аерожолоб, а також ступінь зниження відносної вологості. Проведені експериментальні дослідження аеродинамічних властивостей зерна показали, що у діапазоні відносної вологості 14...24 % зерно практично не розбухає, а деяке збільшення їх маси призводить до того, що на 3...5% збільшується критична швидкість. Дослідження моделі аерожолоба показало, що подача повітря у діапазоні до  $100 \text{ м}^3/\text{год}$  загрожує „завалом” маси у камері. Натомість при подачі понад  $400 \text{ м}^3/\text{год}$  зерно проходило через лабораторну установку буквально за 1-2 хвилини. З'ясовано також, що кут нахилу аерожолоба  $8^\circ$  придатний тільки для роботи у режимі транспортера або для прискореного звільнення камери. Натомість кут нахилу  $3^\circ$  дозволяє затримати зерно в аерожолобі достатньо довго для інтенсивного сушіння. Варто зазначити, що при горизонтальному встановленні жолоба і



— при куті нахилу 8 град (— — — теоретичне значення); — при куті нахилу 5 град (— — — теоретичне значення)

Рисунок 1 – Залежність тривалості проходження зерна пшениці від кута нахилу аерожолоба і подачі повітря

малій подачі повітря рух зерна вздовж агрегату практично припиняється, що і необхідно у випадку великої вологості маси (рис. 1 та рис.2).

З графіків видно, що розрахункові лінії „відстають” від фактичних даних. Це пояснюється тим, що в аерожолобі поперечне переміщення зернин набагато більш розвинене, ніж у трубі круглого перерізу. З одного боку, це призводить до збільшення витрат енергії і зниження продуктивності, а з іншого – дозволяє провести якісне сушіння за один пропуск.

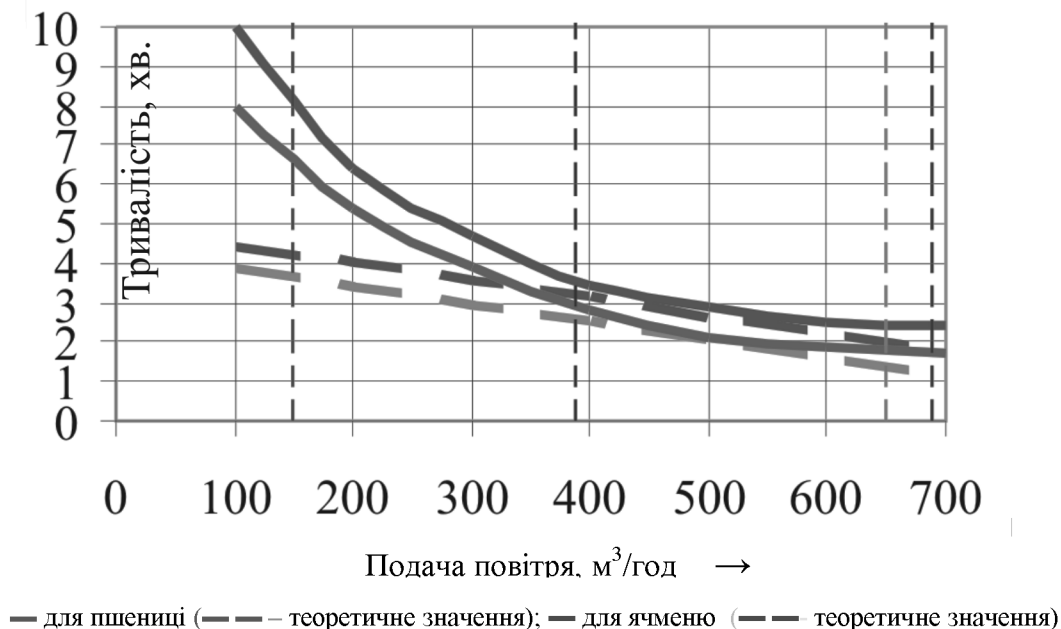


Рисунок 2 – Тривалість перебування зерна в аерожолобі (кут нахилу  $3^{\circ}$ )

За даними досліджень був побудований графік кривої сушіння. З цього графіку видно, що підігрів повітря прискорює процес сушіння в 1,5...2 рази, але тільки до рівня вологості 15%, а далі швидкість сушіння відрізняється від вентиляювання холодним повітрям несуттєво. Отже, сушіння підігрітим повітрям доцільно проводити лише на початковій стадії сушіння, а потім нагрівальні прилади відключати.

Таким чином, попередні дослідження підтверджують доцільність запропонованої розробки.

### Висновки

1. Проведений морфологічний аналіз конструкцій зерносушарок показав, що число можливих комбінацій (тобто принципів конструктивних рішень) становить 27648. Серед них ряд очевидних переваг має комплект обладнання у складі:

- суцільнометалеві бункери для зберігання зерна;
- аерожолоб з тепловентиляційною установкою для сушіння зерна, його періодичного кондиціювання і транспортування між бункерами;
- пневмотранспортна установка для завантаження бункерів.

2. Проведені технологічні розрахунки показали, що для сушіння зібраного врожаю зернофуражу типового комплексу на 100 т подача вентиляційної установки має становити  $23760 \text{ м}^3/\text{год}$ . При кондиціюванні маси, коли ставиться задача знизити вологість зерна з 16% до 14%, подача вентилятора має бути не менше  $7,54 \text{ м}^3/\text{с}$  при тепловій потужності нагрівального пристрою  $Q_K = 60,3 \text{ кДж/с}$ .

3. Проведені експериментальні дослідження аеродинамічних властивостей зерна показали, що у діапазоні відносної вологості 14...24 % розміри зернин практично не змінюються, а деяке збільшення їх маси призводить до того, що на 3...5% збільшується критична швидкість. Дослідження моделі аерожолоба показало, що подача повітря у діапазоні до  $100 \text{ м}^3/\text{год}$  загрожує „завалом” маси у камері. Натомість при подачі понад  $400 \text{ м}^3/\text{год}$  зерно проходило через лабораторну установку буквально за 1-2 хвилини.

З'ясовано також, що кут нахилу аерожолоба  $8^{\circ}$  придатний тільки для роботи у режимі транспортера або для прискороного звільнення камери. Натомість, кут нахилу  $3^{\circ}$  дозволяє затримати зерно в аерожолобі достатньо довго для інтенсивного сушіння.

4. Розрахункові лінії „відстають” від фактичних даних. Це пояснюється тим, що в аерожолобі поперечне переміщення зернин більш інтенсивне, ніж у трубі круглого перерізу. З одного боку, це призводить до збільшення витрат енергії і зниження продуктивності, а з іншого – дозволяє провести якісне сушіння за один пропуск.

## Список літератури

1. Бровенко, Василий Иванович. Хранение и вентиляция зерна пшеницы в металлических силосах закрытого типа : дисс ... кандидата технических наук : 05.18.03. Защищена 18.05.04. Утв. 16.10.04. –М.:2004. - 230 с.
2. Брюханов О.Н., Коробко В.И., Мелик-Аракелян А.Т. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики: Учебник. – М.: Инфра-М, 2005. – 254 с.
3. Корчемний М., Федорейко В., Щербань В. Енергозбереження в агропромисловому комплексі. – Тернопіль: Підручники і посібники, 2001. – 976 с.
4. Спірін А., Грицун А., Флеш Р. Сушарка для зерна //Техніка АПК. – 2008. №2. – С.19.
5. Элеваторы и зерносушилки. Завод Элеваторного Оборудования, Одесса. [Электронный ресурс] / Режим доступа <http://www.esozavod.com.ua/ru/aehtrozheloba.html>
6. Элеваторы и зерносушилки: украинский опыт [Электронный ресурс] / Режим доступа <http://www.porzelack.com.ua/sdh.html>
7. Элеваторы и зерносушилки // Проект аграрного маркетинга.- [Электронный ресурс] / Режим доступа: <http://www.lol.org.ua/rus/showart.php?id=15628>

**Yzef Tsal-Tsalko, Alla Pshenyshna**

*Zhytomyr NAEU*

### **Pnevmoustanovky for air conditioning and handling of grain**

The work aims to study concept and basic technological parameters of a set of equipment for conditioning grain in a farm in order to reduce its losses during storage. This reviewed the structures and grain dryers , theoretically grounded technological parameters chanel -drying , grain silo and pneumatic systems, Experimental study of grain drying process using chanel .  
**grain storage, grain dryer , grain silo , drying regimes**

Одержано 07.10.13

УДК 631.316

**І.А. Шевченко, проф., д-р техн. наук, чл.-кор. НААН,**

*Інститут олійних культур НААН, м. Запоріжжя (Україна)*

**Е.Б. Алієв, канд. техн. наук, ст. наук. співр., С.О. Доруда<sup>1</sup>, наук. співр.**

*Відділ біоекотехнічних систем в тваринництві ННЦ «ІМЕСГ», м. Запоріжжя (Україна)*

## Результати моделювання процесу потокового змішування кормосумішей змішувачем-кормороздавачем

Приведено результати моделювання процесу потокового змішування кормосумішей змішувачем-кормороздавачем. Отримано математичну модель процесу потокового змішування кормових компонентів

**потокове змішування, моделювання, змішувач-кормороздавач, математична модель, конструктивно-технологічні параметри, однорідність кормо суміші**

**І.А. Шевченко**

*Інститут масляничних культур НААН, г. Запорожье (Украина)*

**Э.Б. Алиев, С.А. Доруда**

*Отдел биоекотехнических систем в животноводстве ННЦ «ИМЕСХ», г. Запорожье*

**Результаты моделирования процесса потокового смешивания кормосмесей смесителем-кормораздатчиком**

Приведены результаты моделирования процесса потокового смешивания кормосмесей смесителем-кормораздатчиком. Получена математическая модель процесса потокового смешивания кормовых компонентов.

**потоковое смешивание, моделирование, смеситель-кормораздатчик, математическая модель, конструктивно-технологические параметры, однородность кормосмеси**

**Постановка проблеми.** Потоковий спосіб змішування зустрічних потоків сипучих компонентів, який покладено в основу конструкції мобільного змішувача-кормороздавача потокового типу [1, 2, 3] (рис. 1), дозволяє одночасно виконувати змішування та видачу кормосуміші (концкорм, силос) тваринам, застосовуючи для цього лише один робочий орган. Потік сипучого концкорму створюється за рахунок гравітаційних сил, а зустрічний потік силосу – за допомогою обертального руху лопатевого змішувача. Для перевірки працездатності зазначеної конструкції і визначення діапазонів конструкційно-технологічних параметрів розробленого мобільного змішувача-кормороздавача необхідно провести моделювання процесу потокового змішування компонентів кормосуміші з використанням пакету програмного забезпечення Star CSM+.

**Мета досліджень.** Провести моделювання процесу потокового змішування кормосумішей змішувачем-кормороздавачем і визначити діапазон його конструкційно-технологічних параметрів.

<sup>1</sup> Науковий керівник – Шевченко І.А., проф., д-р техн. наук, член-кореспондент НААН

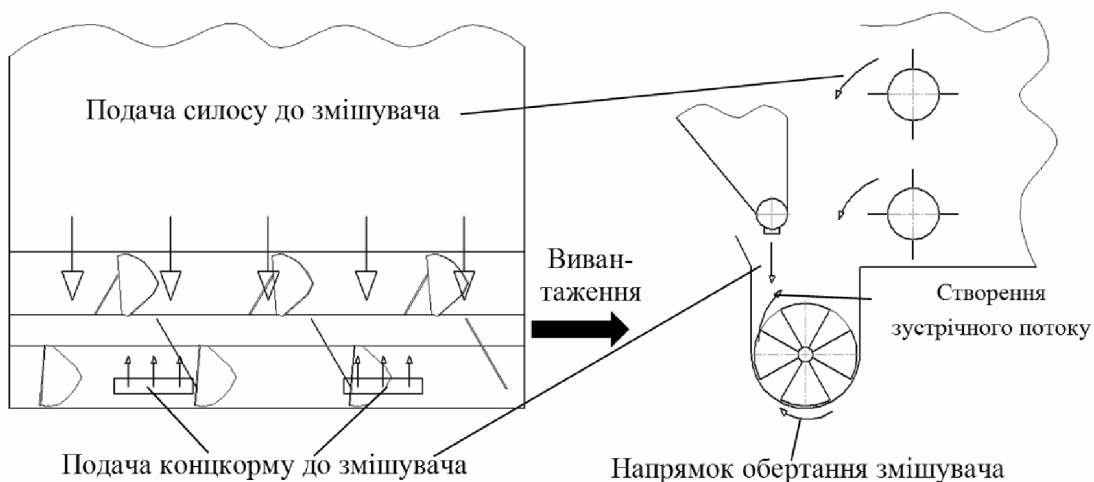


Рисунок 1 – Еквівалентна схема мобільного змішувача-кормороздавача

**Аналіз попередніх досліджень.** Для виконання поставленої задачі необхідно враховувати фізико-механічні властивості матеріалів, а саме силосу та комбікорму, що використовуються як вихідні дані при моделюванні. Проведені лабораторні дослідження дали змогу визначити фракційний склад силосу, який представлений в таблиці 1, а також його вихідну вологість, що становила 72%, та насипну щільність – 223 кг/м<sup>3</sup>.

Таблиця 1 – Фракційний склад силосу

Показник	Розміри часток силосу, мм						
	до 20	21-30	31-40	41-50	51-70	71-100	> 100
%	55,57	16,57	9,42	3,63	5,13	4,24	5,45
Середньозважений розмір часток	28,04						

Лабораторні дослідження комбікорму визначили його вологість, що становила 10,56 %, модуль помелу – 1,63, та насипну щільність – 700 кг/м<sup>3</sup>.

Також як вихідні дані при моделюванні використовувались кут природного укосу та коефіцієнти тертя спокою та руху по металу [4].

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Для проведення моделювання процесу потокового змішування кормосумішей з використанням пакету програмного забезпечення Star CCM+ було створено модель змішувача-кормороздавача потокового типу (рис. 2).

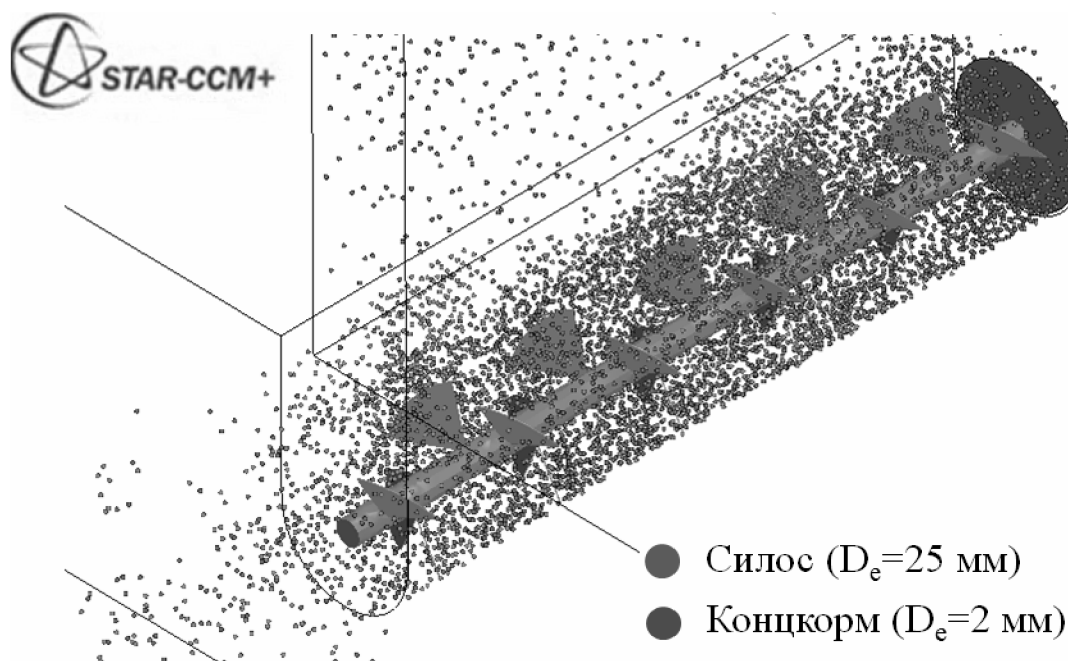


Рисунок 2 – 3D-модель мобільного змішувача-кормороздавача

Моделювання проводилося згідно з прийнятим повнофакторним планом експерименту (81 дослід). За фактори було прийнято частоту обертів змішувача ( $n$ ), кут атаки лопатей змішувача ( $\alpha$ ), продуктивність подачі стеблового корму ( $Q_C$ ), продуктивність подачі комбікорму ( $Q_K$ ). Рівні та значення факторів теоретичних досліджень приведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Фактори теоретичних досліджень

Рівень варіації фактора	Фактор			
	Частота обертів змішувача, об/хв	Кут атаки лопатей змішувача, град	Продуктивність подачі стеблового корму, т/год	Продуктивність подачі концентрів, т/год
	$X_1$	$X_2$	$X_3$	$X_4$
Верхній рівень (+)	250	65	24	4,8
Основний рівень (0)	175	45	18	4,2
Нижній рівень (-)	100	25	12	3,6
Інтервал варіації	75	20	6	0,6

За критерії оптимізації прийнято однорідність кормосуміші ( $\theta$ ) та концентрацію силосу в кормосуміші ( $C_C$ ).

Слід зазначити, що змішувач був поділений на 10 зон (рис. 3), в кожній з яких визначались вищеназвані критерії оптимізації. Це дало змогу спостерігати динаміку процесу змішування компонентів.

Так як для дотримання певного раціону годівлі необхідно отримати певне співвідношення кормових компонентів в суміші на виході зі змішувача, нами запропоновано визначати однорідність кормосуміші за виразом:

$$\theta = 1 - \frac{100}{C_{\zeta}} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (C_i - C_{\zeta})^2}{n-1}}, \% \quad (1)$$

де  $C_{\zeta}$  – задана концентрація силосу в кормосуміші;  
 $C_i$  – концентрація силосу в  $i$ -тій зоні змішувача;  
 $n$  – кількість зон змішувача.

Для кожного з дослідів згідно плану експерименту, було отримано залежності однорідності кормосуміші ( $\theta$ ) та концентрації силосу в кормосуміші ( $C_{\zeta}$ ) для кожної зони змішувача. Результати одного з дослідів (для рівнів факторів 0,0,0,0) представлений на рис. 3-5.

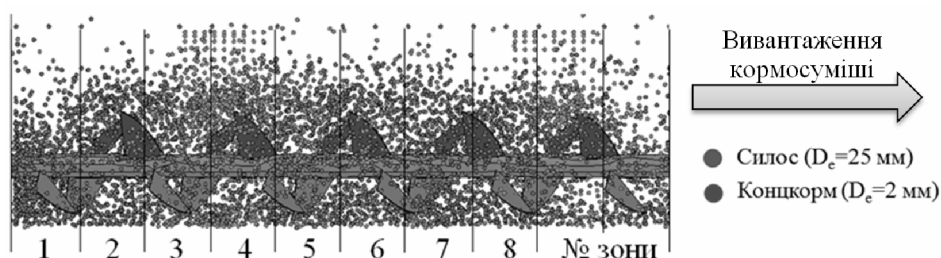


Рисунок 3 – Графічне зображення процесу змішування кормосумішей

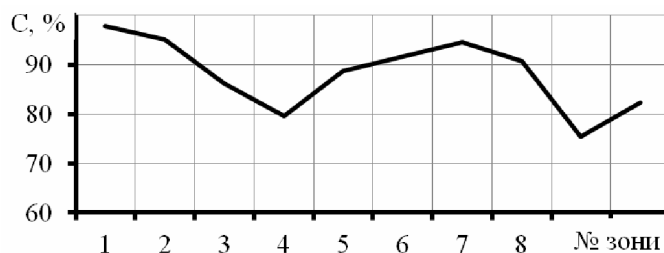


Рисунок 4 – Залежність концентрації силосу від зони лопатевого змішувача

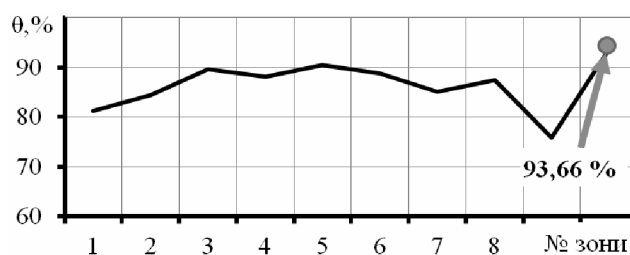


Рисунок 5 – Залежність однорідності кормосуміші від зони лопатевого змішувача

За результатами моделювання було отримано математичну модель процесу потокового змішування кормових компонентів змішувачем-кормороздавачем, яка має вигляд:

$$\theta = -8,62329 + 0,14057n - 0,000374653n^2 + 1,34766Q_c - 0,0311957Q_c^2 + 29,9269Q_k - 3,4718Q_k^2 + 0,414694x - 0,00400284x^2 \quad (2)$$

Вплив деяких з досліджуваних факторів на однорідність змішування кормових компонентів представлено на рис. 6-7.

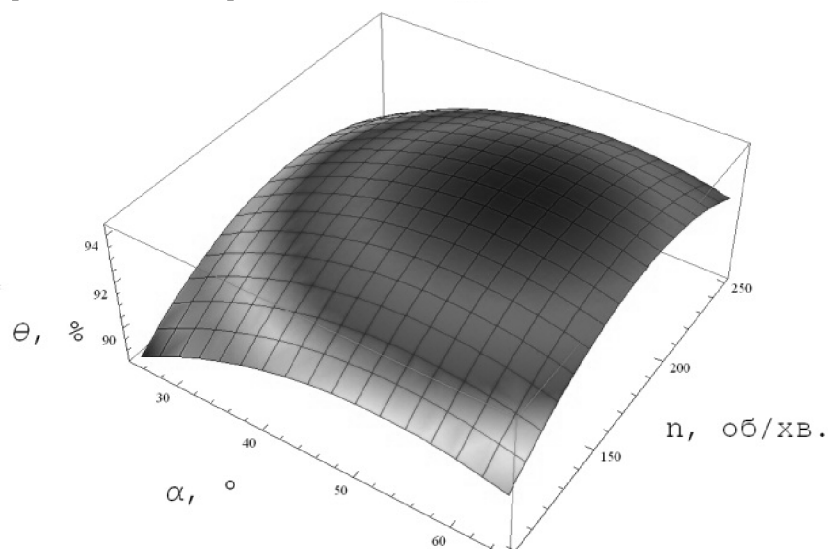


Рисунок 6 – Вплив кута атаки лопатевого змішувача та частоти його обертів на однорідність кормосуміші

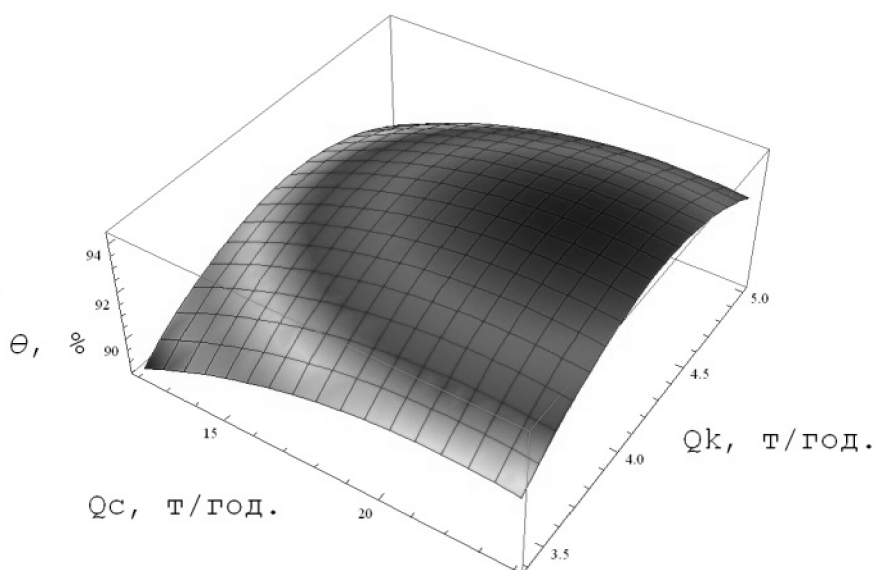


Рисунок 7 – Вплив продуктивності подачі силосу та продуктивності подачі комбікорму на однорідність кормосуміші

Так як з підвищенням однорідності кормосуміші підвищується і добовий надій молока та прирости живої ваги худоби, бажано отримувати її найвищий показник. Відповідно, для максимального значення однорідності кормосуміші, яке становило 94,35%, було отримано оптимальні параметри досліджуваних факторів, а саме: частоти обертів змішувача – 187,6 об/хв.; кута атаки лопатей змішувача –  $51,8^{\circ}$ ; продуктивності подачі стеблового корму – 21,6 т/год; продуктивності подачі концкорму – 4,31 т/год.

Співвідношення кормових компонентів в кормосуміші повинне змінюватись відповідно до обраного раціону годівлі тварин, тому змішувач-кормороздавач повинен забезпечувати якісне виконання процесу змішування при будь яких значеннях факторів продуктивності подачі стеблового корму та продуктивності подачі концкорму. Для підтвердження цього було проведено моделювання процесу потокового змішування з постійними оптимальними значеннями частоти обертів змішувача та кута атаки

лопатеї змішувача. В результаті моделювання було визначено, що при встановленні факторів продуктивності подачі стеблового корму та продуктивності подачі концкорму на будь яких рівнях варіювання однорідність кормосуміші знаходиться на значно вищому за зоотехнічні норми рівні (мінімальна однорідність кормосуміші становила 88,6%). Отже, запропонований мобільний змішувач-кормороздавач потокового типу забезпечує якісне виконання поставленої задачі.

**Висновки.** 1. Використовуючи метод дискретних елементів, який покладено в основу програми Star CCM+, побудовано фізико-математичну модель процесу потокового змішування кормосумішей. Отримані залежності концентрації силосу в кормосуміші та однорідності кормосуміші від зон потокового змішувача, які дозволяють визначити розташування вивантажувальних вікон бункера-дозатора концкормів.

2. Визначені оптимальні конструктивно-технологічні параметри мобільного змішувача-кормороздавача при яких однорідність кормосуміші є максимальною (94,35%), а саме: частота обертів змішувача – 187,6 об/хв.; кут атаки лопатей змішувача – 51,8<sup>0</sup>; продуктивність подачі стеблового корму – 21,6 т/год; продуктивність подачі концкорму – 4,31 т/год.

3. Визначені діапазони параметрів продуктивності подачі на змішування стеблового корму (12-24 т/год) та концкорму (3,6-4,8 т/год), при яких спостерігається достатня, згідно зоотехнічних норм (не менше 80%), однорідність суміші. Отримані діапазони були взяті за основу для подальших експериментальних досліджень змішувача-кормороздавача потокового типу.

## Список літератури

1. Доруда С. О. “Дослідження кормороздавача-змішувача вологих кормосумішей для ферм ВРХ”. Львівська аграрна фундація «Аграрна наука та освіта на сучасному етапі розвитку народногосподарського комплексу: досвід, проблеми та шляхи їх вирішення» М. Львів.– С. 62-65.
2. Доруда С. О. “Результати експериментальних досліджень бункера-дозатора концкормів для кормороздавача змішувача потокового типу”. Вісник наукових праць ХНТУСГ ім. П. Василенка. 2012 р.- С 87- 93.
3. Патент України на корисну модель МПК (2011.01) А01К 5/00. Кормороздавач-змішувач / І. А. Шевченко, Л. С. Воронін, С. О. Доруда; Заявник і патентовласник Інститут механізації тваринництва Національної академії аграрних наук України. - № 60062; заявл. 18.11.2010; опублік. 10.06.2011, Бюл. №11, 2011р..
4. Справочник конструктора сельскохозйственных машин. Под ред. А.В. Красниченко. Том 2. М., Машгиз, 1961г.

**Igor Shevchenko**

*Institute of oilseeds of the National Academy of Agricultural Sciences*

**Elchin Aliev, Sergey Doruda**

*National Scientific Center "Institute of Agricultural Engineering and Electrification" of National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine, Department Biocotechnical systems in animal husbandry, Zaporozhye*

### **The results of simulation of stream mixing fodder blends mixer feeders**

Presented results of simulation of stream mixing fodder blends mixer-feeders. Received a mathematical model of the process stream mixing feed components.

The optimum constructive and technological parameters of the mobile mixer-feeders was been determined. Specifically: frequency of rotation is 187,6 rpm; angle of attack blades of mixer is 51,8<sup>0</sup>; performance of supply corn forage is 21,6 t/h; performance of supply concentrated feed is 4,31 t/h. Under these terms homogeneity of fodder blends was 94,35%.

**stream mixing, simulation, mixer-feeder, mathematical model, constructive and technological parameters, homogeneity of fodder blends**

Одержано 09.09.13

УДК 62-294.4

**В. П. Юрчук, проф., д-р техн. наук, Я.Г. Махорін, асп.**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», м.Київ, Україна*

## Конструювання ножа гвинтового шнека гичкозбиральної машини

У даній статті розглянуто конструювання ножа гвинтового шнека гичкозбиральної машини з відповідними агротехнічними та фізичними властивостями, розроблена ефективніша модель ножа гвинтового шнека.

**геометрична модель, гвинтова лінія, шнек, кривина, ніж шнека**

**В.П. Юрчук, Я.Г. Махорин**

*Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический университет», г. Киев, Украина*

**Конструирование ножа винтового шнека ботвоуборочной машины**

В данной статье рассмотрено конструирование ножа винтового шнека ботвоуборочной машины с соответствующими агротехническими и физическими свойствами, разработана эффективная модель ножа винтового шнека.

**геометрическая модель винтовая линия, шнек, кривизна, нож шнека**

**Постановка проблеми.** Відомі нам гичкозбиральні машини складаються з наступних конструкційних елементів: рами і ходової частини, гичкозрізуючих пристроїв, транспортерів, гичкометального пристрою, очищувача головок коренів, системи гідрокерування, системи контролю за обертанням робочих органів. Конструкція такої техніки, в якій в якості транспортера використовується вертикально встановлений багатозахідний гвинтовий шнек, а гичкорізучим пристроєм є ножі, що встановлені на торцевих кромках цього ж шнека, є найбільш близькою за технічною сутністю до гичкозбиральної машини, що описана в патенті на корисну модель – (Патент №28385, Україна, МПК А01D 23/02, 2007р.) – прототип.

Недоліком даних гичкозбиральної машини є низька якість роботи гичкозрізуючих пристроїв через плоску форму ножа шнека, що створює динамічні навантаження при транспортуванні маси гички з площини поля вверх по поверхні ножа.

**Формулювання цілей.** Метою та завданням статті буде покращення якості роботи гичкозрізуючих пристроїв шляхом зменшення динамічних навантажень при транспортуванні потоку гички з поверхні поля вверх на поверхню шнека та покращення роботи поверхні самого ножа на початку транспортування маси гички.

**Основна частина.** Поставлена задача вирішується наступним чином: у відомій гичкозбиральній машині, яка містить гичкозрізуючий пристрій, що представляє собою вертикально встановлені відносно площини поля багатозахідні шнеки у вигляді гвинтових гелікоїдів, на нижніх торцевих кромках яких установлені ножі, новим є те, що у поперечному перерізі кожен з ножів виконаний ввігнутих з тією кривиною, яка повторює кривину поверхні самого шнека.

На кресленні зображений багатозахідний шнек коренезбиральної машини: вигляд збоку (рис. 1) та поперечний переріз ножа (рис. 2) А-А (рис. 3). Багатозахідний шнек гичкозбиральної машини вертикальної форми складається з гичкозрізуючих пристроїв 1, виконаних у вигляді встановлених шнеків 2, утворених гвинтовим переміщенням твірної  $l$  і закріплених на зовнішній поверхні труби 3. Шнеки мають кут підйому  $\alpha_1$  гвинтової твірної  $l$ , що переміщуються по поверхні труби 3. В нижній частині, за допомогою болтового з'єднання 5, кріпляться ножі 4, встановлені з кутом  $\alpha_2$ . У поперечному перерізі ніж виконаний ввігнутих з тією кривиною, яка повторює кривину самого шнека, це криві BC і AD з радіусом кривини R, зображені на поперечному перерізі ножа А-А (рис.3). Тобто формі ножа перед установкою на шнек необхідно надати таку кривину, як і у даного шнека. Це є особливо важливим для ножа зі значною шириною та великою обертальною швидкістю, адже саме ці характеристики суттєво впливають на ефективність та надійність роботи ножа.

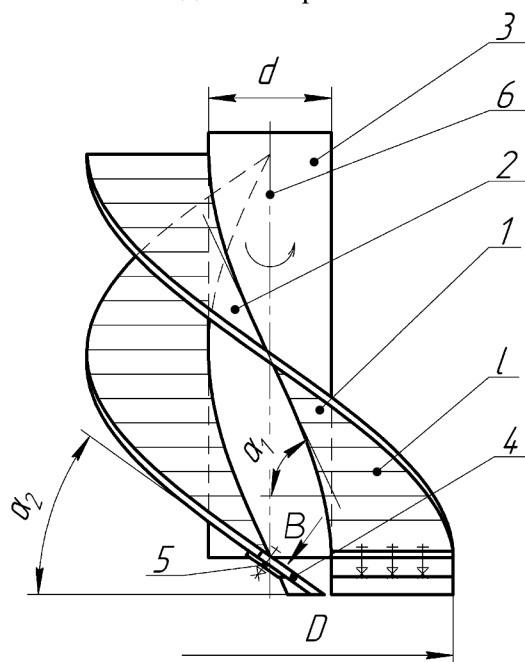


Рисунок 1 – Багатозахідний шнек, вигляд збоку

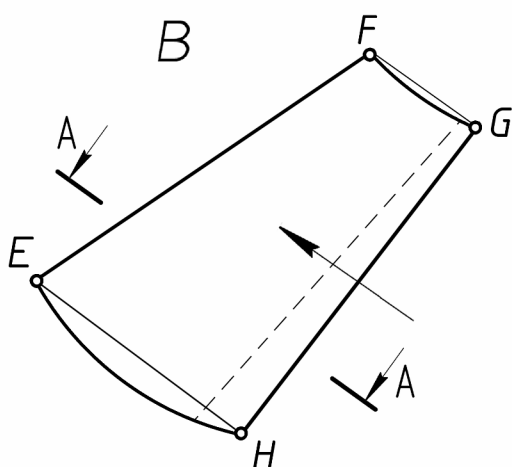


Рисунок 2 – Ніж коренезбиральної машини

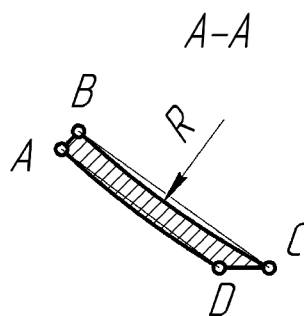


Рисунок 3 – Поперечний переріз ножа

Шнек, що зображено на рисунку 1, являється прямим гвинтовим гелікоїдом (оскільки твірна є направленою по радіусу), який як відомо, описується формулами:

$$\begin{aligned}x &= r \cdot \tilde{n} \cos \varphi; \\y &= r \cdot \sin \varphi; \\z &= \frac{S}{2\pi} \cdot \varphi,\end{aligned}$$

де  $x, y, z$  – декартові координати точок гвинтової поверхні, причому вісь  $z$  направлена вздовж осі шнека, що зображено на рисунку 4-а);

$r$  – радіус, відстань від точки до вісі шнека;

$\varphi$  – полярний кут в поперечному перерізі шнека;

$S$  – крок гвинта.

Але при умові, коли шнеки гичкозбиральної машини встановлені не вертикально, а з невеликим нахилом, тоді в такому випадку доцільним буде використання похилого гвинтового гелікоїда, який відрізнятиметься від прямого тільки кутом нахилу твірної до осі гелікоїда. Тому зобразимо похилий гвинтовий гелікоїд (рис. 4-б), який описується наступними параметричними формулами:

$$\begin{aligned}x &= r \cdot \cos \varphi; \\y &= r \cdot \sin \varphi; \\z &= \frac{S}{2\pi} \cdot \varphi + f(r).\end{aligned}$$

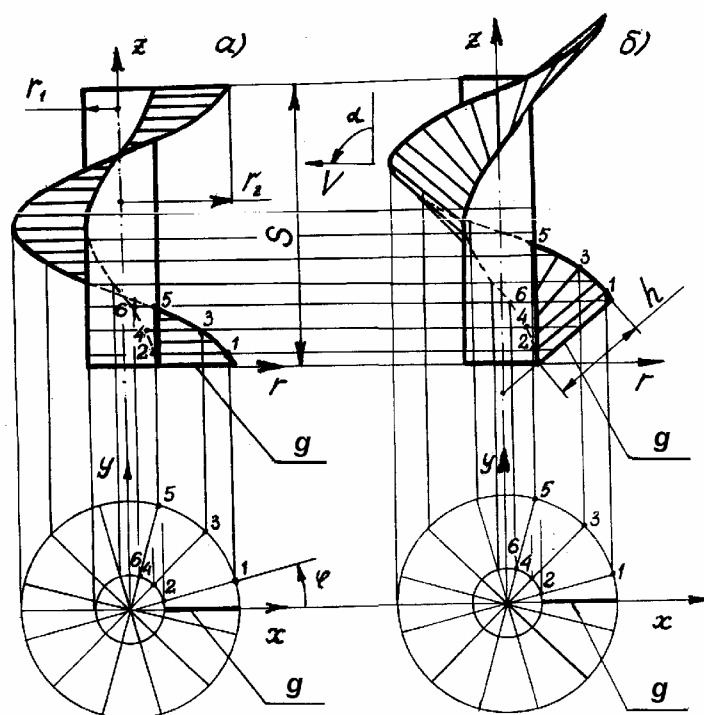


Рисунок 4 – Порядок побудови гелікоїдів

При русі машини вздовж рядків коренеплодів, які викопуються, гичкозрізаючий пристрій обертається навколо власної осі  $b$  і входить нижньою частиною в масу гички. Гичка, що зрізується ножом 4, направляється далі вгору на поверхню гвинтового шнека 2. При використанні плоского ножа, особливо на великих шнеках, одиниця маси

зрізаємої з поля гички починає рухатись по траєкторії близької до прямої лінії, а далі, при зіткненні маси гички з поверхнею криволінійного шнека, траєкторія змінюється на гвинтову. Саме в цій точці частина кінетичної енергії одиниці маси гички що рухається з поверхні ножа гаситься об поверхню гвинтового шнека, утворюючи зону динамічних навантажень і, як наслідок, - вібрації, механічне руйнування (знос) поверхні ножа, накопичення та нерівномірний рух маси гички в цій зоні. Оскільки кут підйому гвинтової твірної  $l$  змінюється в залежності від діаметра твірного циліндра гвинтового шнека від  $\alpha_1$  до  $\alpha_2$ , то, під яким би кутом не встановлювати плоский ніж, зазначені зони динамічних навантажень виникатимуть на стику поверхні плоского ножа 4 зі шнеком 2, тобто місце стику є концентратором механічних напруг.

При використанні ножа з кривиною, яка повторює кривину даного шнека, маса гички одразу починає рухатись по траєкторії гвинтової лінії, місце стикування не піддається динамічним навантаженням, як на існуючих плоских ножах, де відповідні динамічні навантаження сприяють їх швидкому зносу та виходу із ладу.

Орієнтовний річний ефект на одну гичкозбиральну машину з використанням запропонованої моделі ножа складатиме 1,5 тис. грн. Він обчислюється із ефекту від покращення переміщення потоку гички, зменшення вібрації гичкозрізуючих пристроїв, а також підвищення технічної надійності всієї гичкозбиральної машини.

**Висновки.** 1). Таке виконання шнека дозволяє всьому потоку маси плавно змінювати свій напрямок, що зменшить динамічні навантаження, які при великих обертах і значній врожайності гички досягають високих значень і створюють великі вібраційні процеси всієї машини. 2). В даному напрямку дослідження в значній мірі корисним буде залучення аналітичного апарату для визначення кривизни ножа та підрахунків динамічних навантажень при використанні даної моделі, що дозволить для автоматизації залучати дані в системі САПР, та отримати теоретичні дані щодо ефективності запропонованої конструкції ножа гвинтового шнека.

## Список літератури

1. Аванесов В.А., Бассарабов В.И., Русанов И.И. Свеклоуборочные машины. – М.: Колос, 1979. – 350с.
2. Артоболовский И. И. Теория машин и механизмов. – М.: Наука, 1989. – 639 с.
3. Босой Е. С., Верняев О. В., Смирнов И. И., Султан-Шах Е. Г. Теория конструкции и расчет сельскохозяйственных машин. – М.: Машиностроение, 1977. – 586 с.
4. Математический энциклопедический словарь. – М.: Советская энциклопедия, 1988. – 848 с.

**Vladimir Yurchuk, Yaroslav Makhorin**

*National Technical University of Ukraine "Kiev Polytechnic Institute" (Kiev, Ukraine)*

### **Construction of a knife screw auger beet tops cleaning machines**

The purpose of the article: improvement of quality of work beet tops cleaning devices, reaching reduction of dynamic loads when using a concave knife.

Short description: Designed a theoretical model of the blade with curvature, which repeats the curvature of the auger. When used which, beet tops immediately begins to move along the path helices and place of contact is not amenable to dynamic loadings, since on the existing flat knives, where appropriate dynamic load promote their rapid deterioration and damage.

Conclusions: such fulfillment of the screw allows the whole mass smoothly changing its direction, that will reduce dynamic loads.

**geometric model, helix, auger, curvature, knife auger**

Одержано 15.09.13

УДК.621.91.02.

**С.М. Анастасенко, канд. техн. наук, І.О. Григурко, доц., І.А. Капура, канд. техн. наук**

*Первомайський політехнічний інститут Миколаївського національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова*

## Можливість модернізації механічної обробки багатоступінчастих валів на токарних верстатах застарілої конструкції

Представлена модернізація токарних верстатів застарілої конструкції з реконструкцією гідрокопіювальних супортів для обробки багатоступінчастих валів та улаштування для автоматизованого завантаження, закріплення і зняття заготовок. При конструкторській розробці на заводі можливо враховувати виробничі можливості ремонтних і інструментальних цехів, на котрі покладається задача переобладнання верстатів і ретельного розрахунку економічних показів, які визначають рентабельність реконструкції і ступені автоматизації. В більшості випадків при автоматизації верстатів для роботи за замкнутим циклом виготовлення простих деталей можемо рекомендувати пневмомеханічні улаштування, комбінуючи механічний барабанний привід супорту з пневматичними затискними улаштуваннями.

**обробка, модернізація, автоматизація, робочі подачі, токарний верстат, виробничі процеси, різець, технічний рівень, гідравлічний копіювальний супорт, технічні умови**

**С.Н. Анастасенко, І.О. Григурко, І.А. Капура**

*Первомайський політехнічний інститут Николаевского национального университета кораблестроения им. адмирала Макарова*

**Возможность модернизации механической обработки многоступенчатых валов на токарных станках старой конструкции**

Представлена модернизация токарных станков устаревшей конструкции с реконструкцией гидрокopиpовальных суппортов для обработки многоступенчатых валов и устройства для автоматизированной загрузки, крепления и снятия заготовок. При конструкторской разработке на заводе можно учитывать производственные возможности ремонтных и инструментальных цехов, на которые возложена задача переоборудования станков и тщательного расчета экономических показателей, которые определяют рентабельность реконструкции и степени автоматизации. Во многих случаях при автоматизации станков для работы за замкнутым циклом изготовления простых деталей рекомендуется пневмомеханические устройства, комбинирующие механический барабанный привод супорту с пневматическими прижимными устройствами.

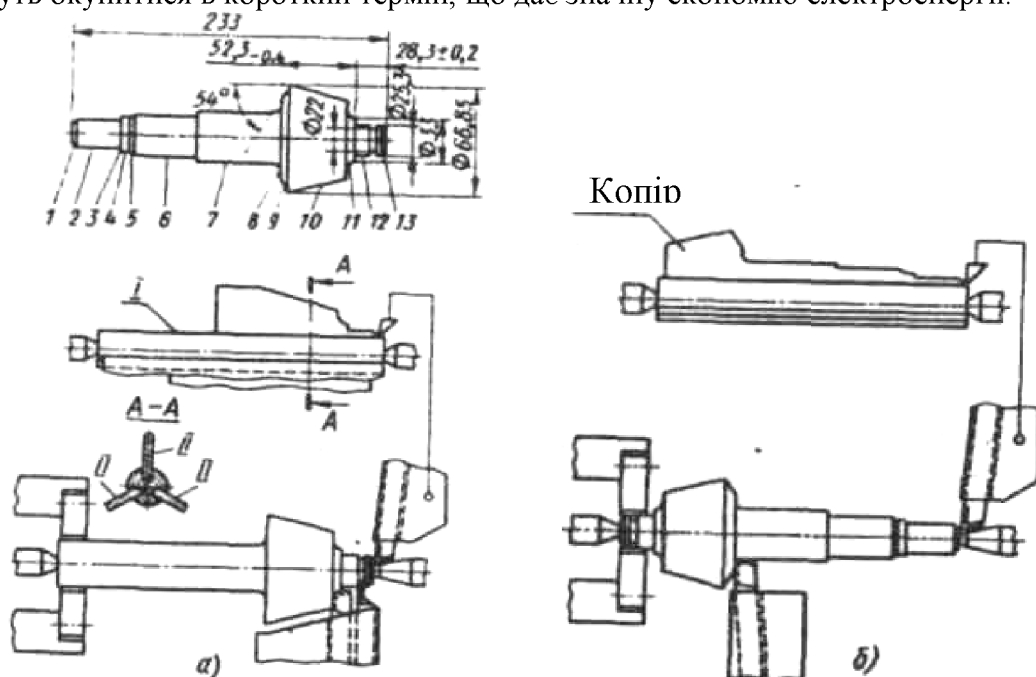
**обработка, модернизация, автоматизация, рабочие подачи, токарный станок, производственные процессы, резец, технический уровень, гидравлический копировальный супорт, технические условия**

**Постановка проблеми.** В процесі виготовлення деталей на токарних верстатах застарілої конструкції складною задачею є автоматизація завантаження, затиску заготовки і зняття готових деталей. Розміщення деталі на верстаті і її закріплення повинно відповідати технологічним вимогам залежно від простоти конструкції деталі та зручності розміщення затискного улаштування і приводу до нього (див. рис. 1). Тому питанню щодо автоматизації процесів завантаження, установки та закріплення заготовки на токарних верстатах старої конструкції надають велике значення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Із особистого досвіду виявлено, що дуже ефективним є використання пневматичних затискних улаштувань. Ті, що є в

наявності типові конструкції затискних пневмоциліндрів придатні для використання на автоматизованому верстаті у випадку установки деталі в центрах або в патроні.

Ефективно можуть бути використані і затискні улаштування на гідравлічній основі. Проте установка гідроприводу для окремого верстата може привести до здороження витрат на реконструкцію. Ми рекомендуємо установку однієї гідросилової станції для обслуговування декількох поруч розміщених верстатів. Такі витрати можуть окупитися в короткий термін, що дає значну економію електроенергії.



а – схема обробки одного кінця поверхні вала; б – схема обробки другого кінця поверхні вала  
I – валик кріплення копів; II – копії.

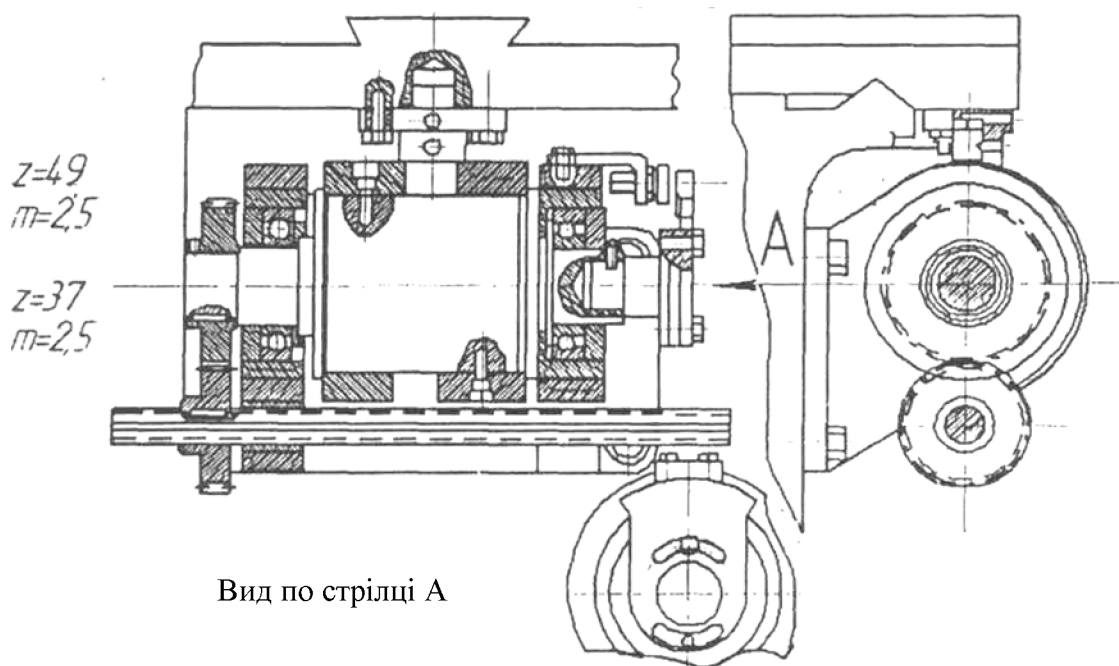
Рисунок 1 – Наладка для обробки ступінчастого вала на модернізованому токарному верстаті мод. 1К62 з установленим гідрокопіювальним супортом і копіром

Наладка токарного верстата з гідрокопіювальним супортом (див. рис.1) для механічної обробки вала. Для швидкого переналагодження верстата на іншу операцію застосовують трьохсекторний копір, при цьому два сектора копіра використовують для обробки однієї деталі з двох боків, а третій сектор призначений для обробки іншої деталі.

Простота наладки токарного верстата дозволяє застосовувати їх в серійному виробництві.

**Формулювання цілей.** В зв'язку зі скрутним кризовим фінансовим становищем на машинобудівних заводах України необхідно широко впроваджувати реконструкцію вузлів і улаштувань токарних верстатів застарілої конструкції, автоматизацію завантажувальних і затискних робіт при механічній обробці деталі. Широко впроваджувати наукові розробки інженерів та токарів-новаторів, які досягли великих успіхів на основі розвитку швидкісного та силового методів різання, застосовуючи прогресивні методи механічної обробки деталей.

**Виклад основного матеріалу.** Для обслуговування затискного улаштування окремого верстату може бути рекомендоване механічне улаштування, яке діє через муфту (див. рис. 2). і кулачок від будь якого валу верстата, обертаючого з постійною швидкістю.



1 – вимикач соленоїда подачі повітря в циліндр затиску заготовки; 2 – кулачок вимикача.

Рисунок 2 – Установка барабана подачі супорта паралельно ходовому валуку

Подача заготовок на верстат при повній його автоматизації може бути здійснена за допомогою автооператора, який забирає деталі із магазину або накопичувача. В деяких випадках можуть бути знайдені більш прості рішення для подачі деталей з лотка шляхом використання пінолі задньої бабки, спорядженою пневматичним або гідравлічним циліндром або механічним приводом з регулюючою самозамикаючою муфтою. Слідє відмітити, що при обробці невеликих деталей з коротким циклом потрібне дуже часте завантаження, що викликає необхідність установки бункера, якщо немає можливості організувати передачу деталей із верстата на верстат безпосередньо, тобто зв'язати сміжні верстати в лінію.

Управління циклом може бути виконане централізованим або шляховим. При установці барабана подач супорту і каретки цей барабан може бути використаний для подачі команд затискному і завантажувальному улаштуванням через пневматичний або електричний зв'язок. Ми не рекомендуємо застосовувати тільки один спосіб вирішення задачі автоматизації різних верстатів, але відмічаємо, що в багатьох випадках необхідні рухи можуть вміщуватися в прості цикли замкнутого контуру (див. рис. 3). Тому можливо розробити нормалізовані типові механізми, за допомогою котрих можна здійснювати таку послідовність руху, як подача на глибину різання, поздовжня подача, відведення поперечної каретки для утворення ступені, поздовжня подача, відведення поперечної каретки для виводу різця, або поперечна подача для прорізання канавки і підрізання уступу з послідовним поверненням каретки і повернення супорту поздовж станини у вихідне положення і витримка на цій позиції для перевантаження деталі.

Механізми для автоматизації супорту у вигляді кронштейна з барабаном і кулачками подач і управління можуть бути розроблені конструктивно як типові, щоб звільнити заводи від конструкторської розробки. Це дозволяє прискорити і здешевити роботу щодо автоматизації верстатів, а в окремих випадках – і централізувати виготовлення вузлів для модернізації окремих верстатів застарілих конструкцій.

Аналогічно цьому слідє вирішувати питання щодо типових конструкцій гідравлічних копіювальних супортів для відносно довгих деталей, до яких

застосовуються більш складніші цикли, доповнюючи улаштування механізмами швидкого повернення супорту у вихідне положення.

При конструкторській розробці на заводі можливо враховувати виробничі можливості ремонтних і інструментальних цехів, на котрі покладається задача переобладнання верстатів і ретельного розрахунку економічних показників, які визначають рентабельність реконструкції і ступеня автоматизації. В більшості випадків при автоматизації верстатів для роботи за замкнутим циклом виготовлення простих деталей можемо рекомендувати пневмомеханічні улаштування, комбінуючи механічний барабанний привід супорту з пневматичними затискними улаштуваннями. Наведемо приклади, які показують можливості переобладнання токарних верстатів для автоматичної роботи за замкнутим циклом у відповідності з викладеними вище принципами.

Для виготовлення у великій кількості двох розмірів втулок із сталі 40 (діаметром 60/52 мм і 60/55 мм, довжиною 120 мм з допуском на  $\varnothing 60$ , рівному +0,04 мм) в числі операцій, передбачених технологічним процесом, а це - точіння зовнішніх поверхонь втулки і підрізання торців, є вузьким місцем виробництва. Точіння зовнішніх поверхонь здійснювалось за один прохід з механічною подачею при глибині різання 3 мм. Деталь устанавлюється в центрах, причому передній ведучий центр має рифлення. Затиск деталі здійснюється піколлю задньої бабки з прилаштованим пневмоциліндром. Управління верстатом було ручним. Штучний час складає 2 хвилини. Після проточки на лівому торці залишились задирки висотою 0,4 мм. Операція обробки торців здійснювалась за допомогою трьохрізцевої головки. Торці оброблялися по черзі, деталь перезатискувалась вручну в цанговому патроні. Із трьох різців головки один був призначений для зняття зовнішніх, один для зняття внутрішніх фасок і один для підрізки торця. На цій операції дотримується розмір довжини деталі  $L=120$  мм. Подача здійснюється вручну. Штучний час на цю операцію  $T_{шт} = 1,6$  хв., причому ручний час складає 85 %. Обидві операції відносно легко піддаються автоматизації на базі токарного верстата. За новим технологічним процесом точіння зовнішніх поверхонь виконується на тому ж токарному верстаті без зміни способу кріплення заготовки. Переведення верстата на роботу за замкнутим циклом здійснюється шляхом устанавки нового механізму подачі – барабана із замкнутою кривою В (див. рис. 3) і дискового кулачка поперечної подачі.

Гвинт поперечної подачі В закріплюється не в полозках супорту, а в шарнірі верхнього кінця важеля поперечної подачі і використовується для налагодження на розмір по еталону. Фартух супорту стає непотрібним і замінюється кронштейном з пальцем (див. рис. 2) через котрий супорт, зв'язаний з барабаном, отримує обертання від ходового валику верстата. При такій нескладній автоматизації, тобто при устанавці одного вузла подачі, функції верстатника зводяться до устанавки і зняття деталей лівою рукою і управління правою рукою. При цьому значно спрощується праця верстатника і досягається висока продуктивність.

Більш висока продуктивність може бути досягнута при повній автоматизації техпроцесу виробництва деталей. В цьому випадку крива відведення на барабані може бути зроблена максимально крутою, утрати часу стануть малими, якщо механізми встигнуть виконувати свої функції і інерційні зусилля не будуть надмірними. Для невеликого верстата з малими масами рухомих частин і відносно невеликими швидкостями рухів (див. рис. 3) ці навантаження також невеликі і легко можуть бути враховані при виборі розмірів деталей механізму подачі.

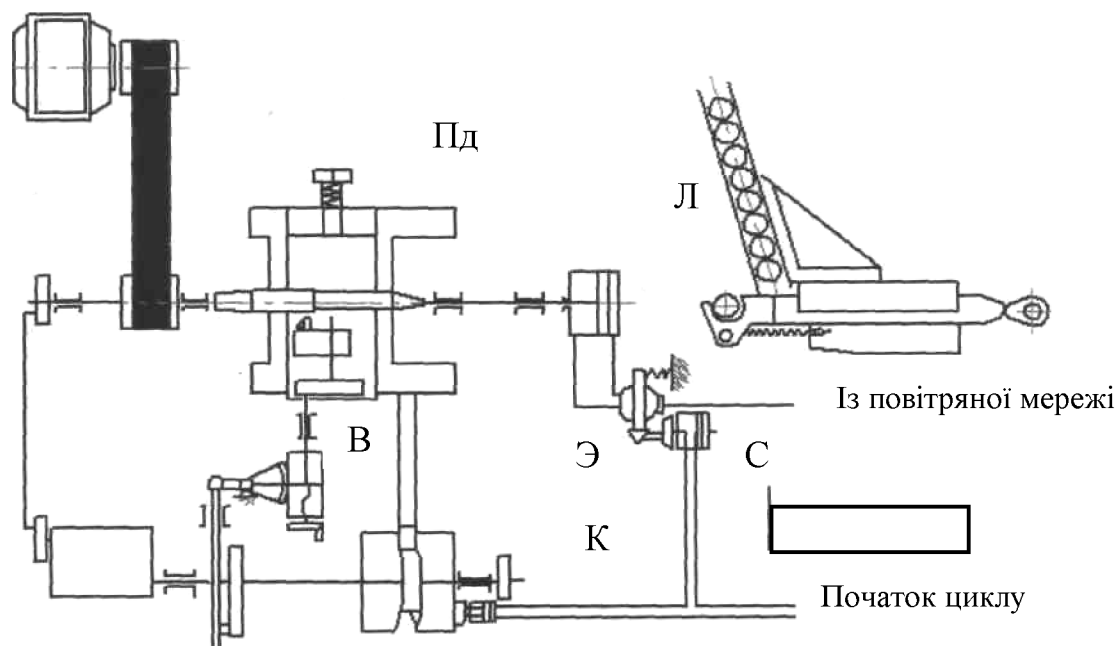


Рисунок 3 – Кінематична схема токарного верстата, автоматизованого для обточці ступінчастих валів за замкнутим циклом

Для повної автоматизації верстата, крім установки описаного механізму подачі, необхідні завантажувальний механізм і автоматизація затиску деталі. Завантаження деталей передбачено з лотка Л за допомогою подавача П<sub>д</sub>, відображеного на кінематичній схемі і діючого від кулачка Э розміщеного на торці барабана подачі. Для затиску деталі зберігається пневмоциліндр задньої бабки. Повітря надходить в нього через золотниковий кран управляючий через соленоїда за командою кулачка управління К<sub>л</sub>, розміщеного на торці того ж ведучого барабана подачі і замикаючого електрланцюг живлення соленоїда крана. Таке улаштування може не тільки обточувати зовнішні поверхні втулки, а також знімати задирки. Введення цього непередбаченого старою технологією проходу може знизити необхідний робочий шлях різцевої головки при послідуєчій обробці торця.

При автоматичній роботі верстата весь цикл обробки здійснюється в такій послідовності: під час зворотного ходу супорту управляючий кулачок К<sub>л</sub>, замикає ланцюг соленоїда повітряного золотника (див. рис. 3). Піноль задньої бабки відходить назад, оброблений палець падає на лоток з нахилом і відводиться із верстата. Слідом за тим, під дією свого кулачка К<sub>л</sub> подавач П<sub>д</sub> підносить на лінію центрів чергову заготовку із подаючого лотка.

Кулачок управління перемикає повітря, піноль підводиться і закріплює заготовку в центрах, після цього подавач під дією пружини відходить у вихідне положення, а поперечна каретка підводиться до виробу. Супорт в цей час доходить до крайнього правого положення, відбувається реверсування; крива переходить на ділянку робочого ходу і починається робочий хід супорта вліво. Відбувається точіння циліндричної поверхні. В кінці робочого ходу крива поздовжньої подачі підводить різець для зняття задирок і відводить його назад від деталі. Тоді крива поздовжнього ходу переходить на ділянку відведення і супорт переміщується вліво. Починається новий цикл.

**Висновок.** Таким чином, автоматизація токарних верстатів здійснюється на базі пневматики із шляховим управлінням і використанням автоматичних улаштувань самого верстата. Переобладнання верстата зводиться до установки затискних циліндрів, виготовленню оправок і обертового шпинделя задньої бабки. Циліндрів і кранів

управління і магазинів. Продуктивність токарного верстата з гідрокопіювальним супортом і завантажувальним улаштуванням збільшиться в 10 раз у порівнянні його з продуктивністю при ручному обслуговуванні, а витрати окупляться приблизно за три місяці.

## Список літератури

1. Егоров М.Е. Технология машиностроения / Егоров М.Е. – М.: Высшая школа, 1965. – 530 с.
2. Егоров М.Е. Технология машиностроения / Егоров М.Е., Дементьев В.И., Дмитриев В.Л. – М.: Высшая школа, 1976. – 526 с.
3. Рабинович А.Н. Автоматизация технологических процессов в машиностроении / Рабинович А.Н. - Киев.: Государственное издательство технической литературы УССР. 1959. – 635 с.
4. Чернов Н.Н. Металлорежущие станки / Чернов Н.Н. - М.: Машиностроение. 1978. – 389 с.

**Sergey Anastasenko, Ivan Grigyrko, Igor Kapyra**

*Pervomayskiy politehniczny institut Mikolaïvskogo natsionalnogo universitetu korablebuduvannya IM. adm. Makarova.*

### **Upgradeable multistage machining of shafts on lathes old design**

It is presented the putmoded turn bench with reengineering of hydro-copying carriage for multiple-diameters part processing and computerized work pieces loading, fixture and relieving devices At designer development at the plant it is possible to take into account production mo-zhlivosti of repair and instrumental workshops upon which the task of re-equipment of machine-tools and careful calculation of economic pokazkiy, yaki depends determine profitability of reconstruction and degrees of automation. In most cases during automation of machine-tools for work after the reserved cycle of vigotov-lennya of simple details can recommend the pneumomassage arranging, combining a mechanical drum occasion support from.

**machining, putmoded, automation, regular feed, lathe, production processing, tool, performance standards, hydraulic copier, standard specification**

Одержано 23.09.13

**УДК 621.753.2**

**Р.А. Бакарджиев, доц., канд. техн. наук**

*Таврический государственный агротехнологический университет Министерства аграрной политики Украины*

## **Особенности выбора чистоты обработки поверхностей детали**

Представлено назначение, выполняемое согласно приведенной таблице, параметра шероховатости, то есть соответствующей чистоты механической обработки посадочной поверхности проектируемой детали совместным использованием функционального назначения для указания точность изготовления с выбором качества и необходимой посадки и с учетом геометрического размера сопрягаемой поверхности. Это позволяет назначить метод механической обработки и выбрать необходимое оборудования и инструмент.

**функциональное назначение, посадка, геометрический размер, чистота обработки**

**Р.О. Бакарджиев**

*Таврійський державний агротехнологічний університет Міністерства аграрної політики України*

**Особливості вибору чистоти обробки поверхонь деталі**

© Р.О. Бакарджиев, 2013

Представлено призначення, яке виконується згідно наведеної таблиці, параметра шорсткості, тобто відповідної чистоти механічної обробки посадкової поверхні проектованої деталі спільним використанням її функціонального призначення для визначення точності виготовлення з вибором якості та необхідної посадки і з урахуванням геометричного розміру поєднаних поверхонь. Це дозволяє призначити метод механічної обробки деталі і вибрати необхідне обладнання та інструмент.

**функціональне призначення, посадка, геометричний розмір, чистота обробки**

**Постановка проблеми.** Выполнение чертежей разрабатываемых машин и механизмов и их узлов и деталей составляет значительную часть учебного процесса студентов инженерных специальностей.

Однако, анализ качества выполнения чертежей свидетельствует, что в своем большинстве студентами не всегда верно произведен выбор посадок при взаимном соединении деталей и назначены чистоты их обработки.

Кстати, это весьма сложное задание не только для студентов, а даже и для начинающих конструкторов, которые решают ее в большей мере интуитивно.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В настоящее время чистоту обработки поверхностей детали рекомендуется принимать в определенных интервалах в соответствии с ее функциональным назначением [1]. Но так как чистота соответствующей обработки поверхности детали зависит не только от функционального назначения, но и от ее размера, этот способ является малоприменимым. Например, для поверхностей пальцев шарниров диаметром 5 и 50 мм нельзя назначать одинаковую чистоту обработки.

**Цель статьи.** Предложение способа назначения чистоты обработки сопрягаемой поверхности детали совместным использованием двух ее параметров – функционального назначения, по которому определяется качество (степень точности) и посадка, и геометрического размера посадочной поверхности.

**Изложение основного материала.** При проектировании из экономических соображений в первую очередь следует выбирать номинальные размеры деталей из рядов нормальных линейных размеров Ra5, Ra10, Ra20 и Ra40 по ГОСТ 6636-69 [2]. Основные нормальные линейные размеры от 1 до 500 мм приведены в табл. 1. Здесь в первую очередь применяют ряд Ra5 и в последнюю – ряд Ra40. Экономический эффект при выполнении этих рекомендаций достигается вследствие уменьшения числа типоразмеров металлорежущих и контрольно-измерительных инструментов, в частности предельных калибров.

Из всех типов соединений, применяемых в машиностроении, наиболее распространены гладкие – цилиндрические и ограниченные параллельными плоскостями. Основными стандартами Единой системы допусков и посадок (ЕСДП) для гладких соединений являются ГОСТ 25346-89 [3] и ГОСТ 25347-82 [4], соответствующие международной системе допусков и посадок ИСО.

Таблица 1 - Основные нормальные линейные размеры, мм

Диапазон размеров	Ra5	Ra10	Ra20		Ra40			
1–9,5	1,0	1,2	1,1	1,4	1,05	1,15	1,3	1,5
	1,6	2,0	1,8	2,2	1,7	1,9	2,1	2,4
	2,5	3,2	2,8	3,6	2,6	3,0	3,4	3,8
	4,0	5,0	4,5	5,6	4,2	4,8	5,3	6,0
	6,3	8,0	7,1	9,0	6,7	7,5	8,5	9,5
10–95	10	12	11	14	10,5	11,5	13	15
	16	20	18	22	17	19	21	24
	25	32	28	36	26	30	34	38
	40	50	45	56	42	48	53	60

Диапазон размеров	Ra5	Ra10	Ra20		Ra40			
	63	80	71	90	67	75	85	95
100–950	100	125	110	140	105	120	130	150
	160	200	180	220	170	190	210	240
	250	320	280	360	260	300	340	380
	400	500	450	560	420	480	530	600
	630	800	710	900	670	750	850	950
1000-20000	1000	1250	1120	1400	1060	1180	1320	1500
	1600	2000	1800	2240	1700	1900	2120	2360
	2500	3150	2800	3550	2650	3000	3350	3750
	4000	5000	4500	5600	4250	4750	5300	6000
	6300	8000	7100	9000	6700	7500	8500	9500
	10000	12500	11200	14000	10600	11800	13200	15000
	16000	20000	18000	-	17000	19000	-	-

В ЕСДП предусмотрено 20 квалитетов в порядке уменьшения степени точности: 01; 0; 1; 2; ...; 17; 18-й. Из них 01-й; 0-й; 1-й – для оценки точности концевых мер длины; 01–5-й для калибров и особо точных изделий; 6–12-й – для наиболее распространенных видов сопряжений деталей; 13–18-й – для неотчетливых и свободных размеров. Самый точный из них – 01-й, а самый грубый – 18-й. Таким образом, в машиностроении в основном применяются детали с допусками 4–18 квалитетов в диапазоне номинальных размеров 1–500 мм.

Одинаковые посадки в ЕСДП можно получить и в системе отверстия и в системе вала. Поле допуска основного отверстия обозначают буквой H, а основного вала – h с указанием номера выбранного квалитета, например H5 или h6. Формально обе системы посадок равноправны,

При прочих равных условиях система отверстий при назначении посадок является более предпочтительной и распространённой, так как трудоемкость изготовления точных отверстий выше, чем точных валов, и для изготовления точных отверстий требуются более количество сложных и дорогих металлорежущих инструментов и контрольно-измерительных средств.

В обозначении посадки на сборочном чертеже указывают номинальный размер, общий для обоих соединяемых элементов (отверстия и вала), за которым следуют обозначения полей допусков для каждого элемента, начиная с отверстия, например, 70 H7/g6. В посадке могут быть применены поля допусков разных квалитетов, но отличающиеся друг от друга не более чем на два шага. Числовые значения допусков и основные отклонения даны в ГОСТ 25346-89 [3]. Поля допусков, числовые значения предельных отклонений и рекомендуемые посадки приведены в ГОСТ 25347-82 [4].

Посадки с зазором с обеспечиваемые валами a, b, c, cd, d, e, ef, f, g, h, применяют для подвижных и неподвижных соединений деталей: для соединений с частой сборкой–разборкой; для направляющих вращательного и поступательного движения, например H9/f9, H7/f7, H7/g6, H8/h6, H7/h6 и др. Переходные посадки – валами js, j, k, m, n, применяют для неподвижных соединений, разборка которых осуществляется довольно редко и выполняется при небольших усилиях (H7/js6, H7/k6, H7/n6 и др.). Посадки с натягом – валами p, r, s, t, u, v, x, z, za, zb, zc, назначают для неразъемных соединений (H7/p6, H7/r6, H7/n6 и др.).

Правильно выбранными допусками считаются те наибольшие допуски, при которых сопрягаемые детали машин работают в соответствии с заданными техническими условиями и требуемой надёжностью. Для обеспечения лучших

показателей изготовления следует принимать качества наиболее низкой точности из всех возможных для требуемого сопряжения.

ГОСТ 25347-82 устанавливает ограничения по применению полей допусков и посадок. В диапазоне 1–500 мм установлены предпочтительные, рекомендуемые и дополнительные поля допусков и посадок.

Основой выбора посадки при соединении деталей является ее назначение.

Посадки с зазором применяют в неподвижных соединениях при необходимости частой разборки (сменные детали), если требуется легко передвигать или поворачивать детали одну относительно другой при настройке или регулировании, для центрирования неподвижно скрепляемых деталей.

Переходные посадки предназначены для неподвижных соединений деталей, подвергающихся частой сборке и разборке. Взаимная неподвижность деталей обеспечивается шпонками, штифтами, нажимными винтами и т. и. Менее тугие посадки назначают при необходимости в частых разборках соединения, при неудобствах разборки и возможности повреждения соседних деталей; более тугие – если требуется высокая точность центрирования, при ударных нагрузках и вибрациях.

Выбор посадки с натягом производится из условия, чтобы при наименьшем натяге была обеспечена прочность соединения и передача нагрузки, а при наибольшем натяге – прочность деталей. Для применения посадок с натягом, особенно в массовом производстве, рекомендуется производить предварительную опытную проверку соединения [1].

Для примера рекомендованные посадки с зазором круглых деталей в системе отверстия представлены в табл. 2 (для сокращения иллюстративного материала представлены только предпочтительные посадки) [1].

Таблица 2 – Рекомендованные посадки с зазором

Обозначение	Применение
H7/g6	– в соединениях с короткими рабочими ходами, например (для хвостовиков пружинных клапанов в направляющих втулках).
H7/g6	– в подвижных соединениях для обеспечения герметичности (например, золотник во втулке пневматической сверлильной машины); – для точного направления или при коротких ходах (клапаны в клапанной коробке, соединение шатунной головки с шейкой коленчатого вала, посадка клапанных коромысел в механизме распределения ДВС, сменные кондукторные втулки, для установки изделий на пальцах приспособлений).
H7/h6	– для сменных зубчатых колес в станках; – в соединениях с короткими рабочими ходами, например (хвостовики пружинных клапанов в направляющих втулках); – для соединения деталей, которые должны легко передвигаться при затяжке; – для точного направления при возвратно-поступательных перемещениях (поршневой шток в направляющих втулках насосов высокого давления); – для центрирования корпусов под подшипники качения.
H7/f7	– в подшипниках скольжения при умеренных и постоянных скоростях и нагрузках, в том числе в коробках скоростей, центробежных насосах; – для вращающихся свободно на валах зубчатых колес, а также колес, включаемых муфтами; – для направления толкателей в двигателях внутреннего сгорания.
H8/h7	– для центрирующих поверхностей при пониженных требованиях

Обозначение	Применение
	соосности.
H11/h11	– для относительно грубо центрированных неподвижных соединений (центрирование фланцевых крышек, фиксация накладных кондукторов); – для неотчетственных шарниров.
H8/h8	– для неподвижно закрепляемых деталей при невысоких требованиях к точности механизмов, небольших нагрузках и необходимости обеспечить легкую сборку (зубчатые колеса, муфты, шкивы и другие детали, соединяющиеся с валом на шпонке, центрирование фланцевых соединений);- в подвижных соединениях при медленных или редких поступательных и вращательных перемещениях (перемещающиеся зубчатые колеса, зубчатые торцовые муфты).
H7/e8	– в подшипниках при высокой частоте вращения (в электродвигателях, в механизме передач двигателя внутреннего сгорания); – в подшипниках при разнесенных опорах или большой длине сопряжения (например, для блока зубчатых колес в станках).
H8/d9 i H9/d9	– для поршней в цилиндрах паровых машин и компрессоров; – в соединениях клапанных коробок с корпусом компрессора (для их демонтажа необходим большой зазор из-за образования нагара и значительной температуры).
H11/d11	– для подвижных соединений, работающих в условиях пыли и грязи (узлы сельскохозяйственных машин, железнодорожных вагонов); – в шарнирных соединениях тяг, рычагов и т. п.; – для центрирования крышек паровых цилиндров с уплотнением стыка кольцевыми прокладками.

Указания полей допусков на чертежах деталей и посадок на сборочных чертежах в системе отверстия выполняются таким образом: отверстие –  $\varnothing 25H8$ , вал –  $\varnothing 25d9$ . Разрешается после условного обозначения указывать в скобках предельные отклонения в миллиметрах, например:  $\varnothing 25d9 \left( \begin{smallmatrix} -0,650 \\ -0,117 \end{smallmatrix} \right)$ .

Для сопряжения применяется запись  $\varnothing 25 \begin{smallmatrix} H8 \\ d9 \end{smallmatrix}$ . Кроме того в системе ЕСДП допускается также применять запись  $\varnothing 25H8/d9$  [3].

Не указанные предельные отклонения размеров металлических деталей, обрабатываемых резанием, предпочтительно назначать по классу точности „средний” [5]. Числовые значения предельных отклонений линейных размеров этого качества, а также радиусов закруглений и фасок приведены в табл. 3.

Таблица 3 – Неуказанные предельные отклонения по классу точности „средний” (по ГОСТ 30893.1–2002)

Интервал линейных размеров, мм	Предельные отклонения, мм		
	линейных размеров		радиусов закруглений и фасок
	-t <sub>2</sub> (нижнее)	+t <sub>2</sub> (верхнее)	
0,5–3	-0,2	+0,2	±0,2
3–6	-0,2	+0,2	±0,5
6–30	-0,4	+0,4	±1,0
30–120	-0,6	+0,6	

Интервал линейных размеров, мм	Предельные отклонения, мм		
	линейных размеров		радиусов закруглений и фасок
	-t <sub>2</sub> (нижнее)	+t <sub>2</sub> (верхнее)	
120–400	-1,0	+1,0	
400–1000	-1,6	+1,6	

По ГОСТ 30893.1–2002 предельные отклонения линейных размеров оговаривать общей записью в технических требованиях „Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14, ±t<sub>2</sub>/2”, „Общие допуски по ГОСТ 30893.1: H14, h14, ±IT14/2” или „Общие допуски по ГОСТ 30893.1: +t<sub>2</sub>, -t<sub>2</sub>, ±t<sub>2</sub>/2”. Для круглых отверстий и валов перед буквами H и h ставится знак диаметра Ø. Неуказанные предельные отклонения радиусов закруглений и фасок отдельно в чертеже не оговариваются и должны соответствовать качеству или классу точности, указанному в технических требованиях для линейных размеров.

Так как чистота соответствующей обработки поверхности детали зависит от качества и ее размера, то после выбора посадки в соответствии с табл. 4 следует назначать чистоту обработки соответствующей поверхности детали.

Таблица 4 – Чистота обработки поверхности детали в зависимости от качества и ее размера

Интервал размеров	Квалитет																			
	6						7		8			9			11			12	14	
	g6	h6	js6	k6	n6	r6	s6	H7	f7	H8	e8	h8	H9	d9	h9	H11	d11	h11	H12	H14
0–3	0.4								0.4			0.8			3.2			12.5		25
3–6	0.4								0.4			1.6			3.2			12.5		25
6–10	0.4						0.8		0.4			1.6			3.2			12.5		25
10–18	0.4						0.8		0.4			1.6			3.2			12.5		25
18–50	0.4						0.8		0.4			3.2			6.3			12.5		25
50–80	0.4						0.8		0.4			3.2			6.3			12.5		25
80–120	0.4						0.8		0.4			3.2			6.3			12.5		25
120–180	1.6						3.2		3.2			6.3			12.5			25		50
180–260	1.6						3.2		3.2			6.3			12.5			25		50
260–360	3.2						6.3		6.3			12.5			25			50		100
360–500	3.2						6.3		6.3			12.5			25			50		100
500–630	3.2						6.3		6.3			12.5			25			50		100
630–1000	3.2						6.3		6.3			12.5			25			50		100

Далее в зависимости от характера самой поверхности и ее шероховатости при механической обработке назначается вид механической обработки и возможность получения заданной частоты определяется по данным табл. 5 [1].

Например, согласно функциональному назначению рабочие поверхности пальцев шарнира диаметром 5 и 50 мм, выполненный согласно табл. 2 с посадкой d11 в соответствии с табл. 4 должны быть обработаны соответственно с частотой Ra 0.32 и 0.63, которые согласно табл. 5 достигаются тонким обтачиванием.

Таблица 5 – Шероховатость поверхности при механической обработке стали (для цилиндрических поверхностей)

Поверхности	Методы обработки		Параметры шероховатости													
			Rz					Ra					Rz			
			320	160	80	40	20	2,5	1,25	0,63	0,32	0,160	0,080	0,040	0,100	
Наружные цилиндрические	Обтачивание	Предварительное	■	■	■	■										
		Чистовое					■	■								
		Тонкое							■	■						
	Шлифование	Предварительное						■								
		Чистовое							■	■						
		Тонкое								■	■					
	Притирка	Грубая								■	■					
		Средняя									■	■				
		Тонкая										■	■			
	Отделка абразивным полотном										■	■				
Роликообкатка											■	■				
Шлифование-отделка (суперфиниш)												■	■			
Внутренние цилиндрические	Растачивание	Предварительное	■	■	■	■										
		Чистовое					■	■								
		Тонкое							■	■						
	Сверление				■	■										
	Зенкерование	Черновое (по корке)			■	■										
		Чистовое					■	■								
	Развертывание	Нормальное						■								
		Точное							■	■						
		Тонкое								■	■					
	Протягивание							■	■							
	Внутреннее шлифование	Предварительное							■	■						
		Чистовое								■	■					
	Калибрование шариком										■	■				
Притирка	Грубая								■	■						
	Средняя									■	■					
	Тонкая										■	■				
Шлифование-притирка (хонингование)	Нормальное								■	■						
	Зеркальное										■	■				

Втулки, сопрягаемые с обоими пальцами, имеющие согласно табл. 2, посадку H11, в соответствии с табл. 4 обрабатываются с такой же чистотой, как и пальцы. Далее используя табл. 5 назначаем их механическую обработку: второй – тонкое растачивание, первой точное развертывание (так как расточить отверстие с внутренним диаметром 5 мм практически не возможно).

**Выводы.** Таким образом, совместное использование обеих характеристик проектируемой детали – функционального назначения детали и геометрических размеров рассматриваемой сопрягаемой поверхности позволяет по соответствующим таблицам задать точность ее изготовления с указанием отклонений от номинального размера, выбрав квалитет и необходимую посадку. Это позволяет используя

приведенную таблицу точно задать параметр шероховатости, то есть соответствующую чистоту обработки данной поверхности, а также назначить метод механической ее обработки, которая, в свою очередь, является основой для выбора необходимого станочного оборудования и инструментов

### Список литературы

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора–машиностроителя: В 3 т. Т. 1 - 8-е изд. Перераб. и доп. Под ред. И. П. Жестковой – М; Машиностроение, 2001. – 920 с.
2. Основные нормы взаимозаменяемости. Номинальные линейные размеры: ГОСТ 6636-69 (с измен.). – [Дата введ. 21.07.1982]. М.: ИПК Изд–во стандартов, 2004. – 6 с.
3. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений (с измен.): ГОСТ 25346-89. – [Дата введ. 11.04.1989] // Единая система допусков и посадок. – Минск: Межгосуд. совет по стандартиз. метролог. и сертификац., 2003. – С. 106–128.
4. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Поля допусков и рекомендуемые посадки (с измен.): ГОСТ 25347-82. – [Дата введ. 21.07.1982]. – М.: ИПК Изд–во стандартов, 2001. – 53 с.
5. Основные нормы взаимозаменяемости. Общие допуски. Предельные отклонения линейных и угловых размеров с неуказанными допусками: ГОСТ 30893.1–2002. – [Дата введ. 06.11.2002] // Единая система допусков и посадок. – Минск: Межгосуд. совет по стандартиз. метролог. и сертификац., 2003. – С. 210–117.

#### **Roman Bakardzhiev**

*Tauride Agrotechnological State University of the Ukraine Agrarian Policy Ministry*

#### **Features of choosing the surface finish of machine parts**

The purpose of this article is the surface finish appointment for the interfaced surface by functionality sharing and geometric size.

According to the designed detail functionality the precision of its manufacturing is set by the relevant tables with choosing of the quality class and the required tolerance. Next, considering the tolerance surface geometric size, the roughness parameter is set according to the table that is the appropriate machining surface finish.

This allows to specify the roughness parameter accurately, to appoint the surface finish and machining method.

**functionality, tolerance, geometric size, surface finish**

Одержано 10.09.13

УДК 631.356

**В.І. Василюк, канд. техн. наук**

*Відокремлений підрозділ “Ніжинський агротехнічний інститут” Національного університету біоресурсів і природокористування України*

## Дослідження очисника вороху коренебульбоплодів від залишків

Створено новий очисник вороху коренебульбоплодів спірального типу, експериментальна установка і результати польових досліджень розробленого робочого органу. Наведено експериментальні залежності якісних показників роботи очисника від основних конструктивних і кінематичних його параметрів.

**картопляний ворох, картоплезбиральна машина, спіральний сепаратор**

**В.И. Василюк**

*Отделенный подраздел “Неженский агротехнический институт” Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины*

**Исследование очистителя вороха корнеклубнеплодов от остатков почвы**

Представлены конструктивные разработки нового очистителя картофельного вороха спирального типа, экспериментальная установка и результаты полевых исследований разработанного рабочего органа. Приведены экспериментальные зависимости качественных показателей работы очистителя от основных конструктивных и кинематических параметров.

**картофельный ворох, картофелеуборочная машина, спиральный сепаратор**

**Вступ.** Серед найважливіших сільськогосподарських культур для виробництва продуктів харчування, кормів і сировини для промисловості є картопля. За даними проведених розрахунків її споживання на одну людину складає понад 100 кг в рік.

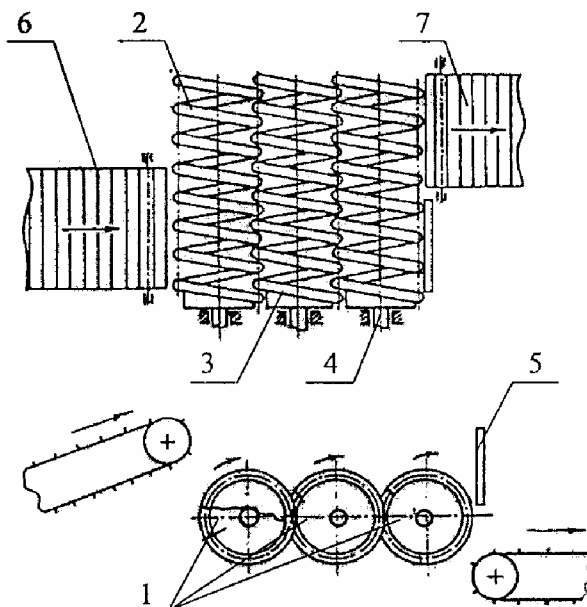
Виробництво картоплі є одним з найбільш енергомістких та трудомістких галузей сільського господарства. При цьому затрати на механізоване збирання складають 50-60 % від загальних затрат на її виробництво. З них близько 55 % затрат енергії, що припадає на процес сепарації картопляного вороху. Це пов'язане з тим, що в підкопаній масі, що несе в себе бульби, і яка подається на сепаруючі робочі органи, вміст саме бульб картоплі складає усього 2-3% від загальної маси [1, 2]. Тому якість вихідного продукту в більшій мірі залежить саме від роботи очисників картопляного вороху. З цього випливає, що сепаруючі робочі органи фактично є основою для забезпечення якісних показників роботи картоплезбиральних машин.

Проведеними дослідженнями встановлено, що лише протягом трьох останніх років разом з картоплею і овочами вивозиться значна кількість родючого шару ґрунту, що фактично призводить до технічної деградації ґрунтів [1].

**Мета дослідження.** Вдосконалення очисних робочих органів картоплезбиральних машин та зменшення вмісту ґрунту у вихідному воросі, який вивозиться з поля. Цім буде забезпечуватися і значне поліпшення стану навколишнього середовища.

**Зміст дослідження.** Одним із способів досягнення поставленої мети є застосування на картоплезбиральних машинах розробленого нами спірального сепаратора нової конструкції (рис. 1), який складається із трьох гвинтових, послідовно встановлених привідних вальців 1, які виконані в вигляді консольних спіральних

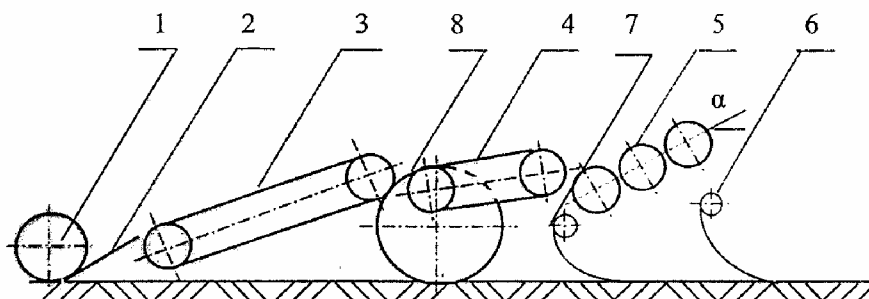
пружин 2, закріплених на маточинах 3 і з'єднаними з приводним валом 4. Для запобігання залипанню зазорів вологим ґрунтом, спіралі 2 встановлені із взаємним перекриттям, а інтенсифікація процесу просівання ґрунту і додаткове руйнування грудок землі досягається ексцентричним закріпленням вальців 1.



1-гвинтові вальці; 2-спіральні пружини; 3-маточина; 4-привідний вал;  
5-захистний щиток; 6-подаючий транспортер; 7-відвідний транспортер

Рисунок 1 – Спіральний сепаратор картопляного вороху

Для вивчення впливу параметрів і режимів роботи на якісні показники роботи спірального сепаратора, а також для встановлення оптимальних значень його параметрів були проведені лабораторно-польові експериментальні дослідження на експериментальній установці, яка розроблена нами на базі однорядного картоплекопача Л651 і складається (рис. 2) із копіюючого колеса 1, викопаючого лемеша 2, першого 3 і другого 4 пруткових елеваторів, спірального сепаратора 5, полотна для забору проб на виході із сепаратора 6, полотна для забору проб просіяного ґрунту 7, опорних коліс 8.



1-копіюючий каток; 2-викопаючий леміш; 3-перший елеватор;  
4-другий елеватор; 5-спіральний сепаратор; 6-полотно для взяття  
проб на виході; 7-полотно для взяття проб просіяного ґрунту;  
8-опорне колесо

Рисунок 2 – Конструктивна схема експериментальної установки

При проведенні лабораторних експериментальних досліджень визначався вплив кута нахилу сепаратора до горизонту, колової швидкості обертального руху спіралей, ексцентриситету закріплення спіралей і подачі матеріалу на процент просіяного ґрунту ( $Y_1, \%$ ) і інтенсивність сепарації ( $Y_2, \text{кг/с}\cdot\text{м}^2$ ), а такі конструктивні параметри як діаметр спіралі ( $D = 133 \text{ мм}$ ), кут підйому гвинтової лінії ( $\gamma = 12 \text{ град}$ ), діаметр прутків ( $d_n = 11 \text{ мм}$ ) визначалися теоретично і приймали їх як стали величини. При обробці результатів експериментальних досліджень отримано рівняння регресії у вигляді лінійних моделей [3,4]

$$Y_1 = 118,396 + 0,25125 \alpha - 12,2768 V + 0,5325 e - 0,3175 Q,$$

$$Y_2 = 126,3339 + 1,086 \alpha - 43,1071 V + 0,9745 e - 0,081 Q.$$

При аналізі отриманих рівнянь регресії можна зробити висновок, що факторами, які істотно впливають на протікання процесу, є колова швидкість спіралей, ексцентриситет встановлення спіралей і кут нахилу сепаратора. В подальших лабораторних експериментальних дослідженнях було вивчено вплив лише колової швидкості спіралей і кута нахилу сепаратора на процент просіяного ґрунту і інтенсивність сепарації при сталих значеннях ексцентриситету закріплення спіралей ( $7 \text{ мм}$ ) і подачі матеріалу ( $20 \text{ кг/с}$ ). По отриманим експериментальним даним проводився багатомірний регресійний аналіз. При дослідженні проценту просіяного ґрунту і інтенсивності сепарації отримані наступні моделі (при ймовірності  $P = 0,95$ ,  $t_{\text{окр.}} = 2,176$ ) у вигляді багатомірного полінома другої степені [4, 5]

$$Y_1 = 66,9523 + 34,7557 V - 0,0227 \alpha^2 + 0,3868 \alpha V - 11,566691 V^2,$$

при  $D = 0,989$ ,  $R = 0,994$ .

$$Y_2 = 141,6031 + 3,7093 \alpha - 49,9049 V - 0,0999 \alpha^2,$$

при  $D = 0,973$ ,  $R = 0,987$ .

На основі даних, отриманих під час проведення експериментальних досліджень побудовано графіки залежності проценту просіяного ґрунту та інтенсивності сепарації від кута нахилу сепаратора до горизонту і колової швидкості обертального руху спіралей при постійних значеннях ексцентриситету встановлення вальців і подачі матеріалу у вигляді поверхонь відгуку (рис. 3).

З результатів експериментальних досліджень випливає, що із збільшенням кута нахилу сепаратора до  $15 \text{ град}$  спостерігається істотне зростання проценту просіяного ґрунту. При подальшому зростанні нахилу спірального робочого органу до горизонту, зміна показника неістотна (майже постійна). При збільшенні колової швидкості спіралей до  $2 \text{ м/с}$  процент просіяного ґрунту повільно зменшується, а після її досягнення спостерігається значне її зменшення. Зростання інтенсивності сепарації ґрунту під впливом зростаючого кута нахилу сепаратора і зменшення при збільшенні колової швидкості спіралей мають більш плавний характер, порівнюючи з залежністю проценту просіяного ґрунту.

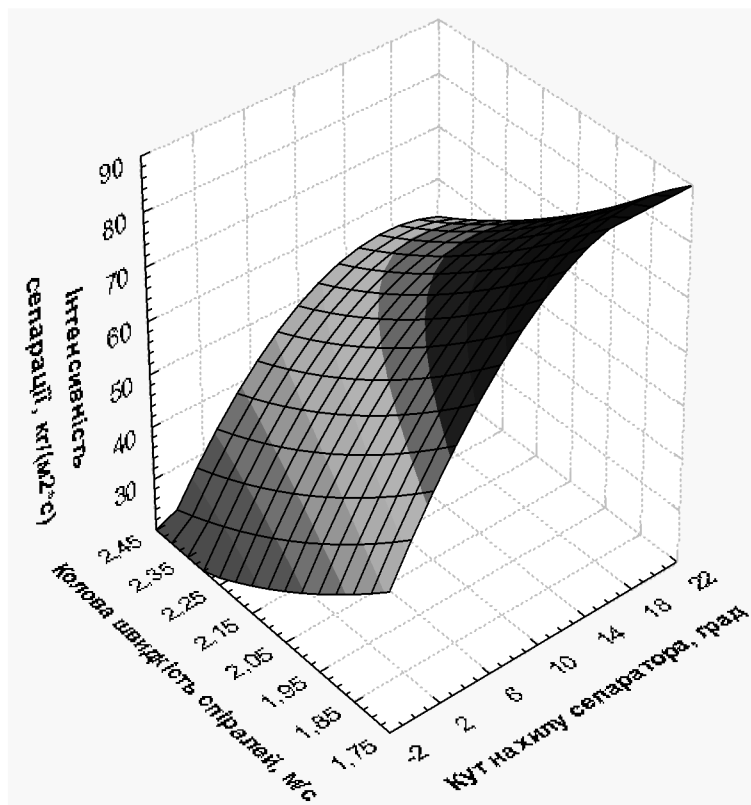


Рисунок 3 – Залежність проценту просіяного ґрунту і інтенсивності сепарації від кута нахилу сепаратора до горизонту і колової швидкості спіралей

Провівши оптимізаційний розрахунок рівнянь регресії за допомогою метода двомірних перерізів встановили, що для даних умов протікання процесу процент просіяного ґрунту приймає оптимальні значення (тобто прямують до максимуму) при  $\alpha = 14,82 \text{ град}$ ,  $V = 1,74 \text{ м/с}$ . Критерій оптимізації (розрахований за допомогою рівняння регресії) в цій точці складає  $Y1 = 97,4 \%$ . Для інтенсивності сепарації оптимальним кутом нахилу сепаратора до горизонту слід вважати  $\alpha = 18,56 \text{ град}$ .

На основі результатів експериментальних даних побудовано номограму для визначення оптимальних значень конструктивних і кінематичних параметрів спірального сепаратора (рис. 4).

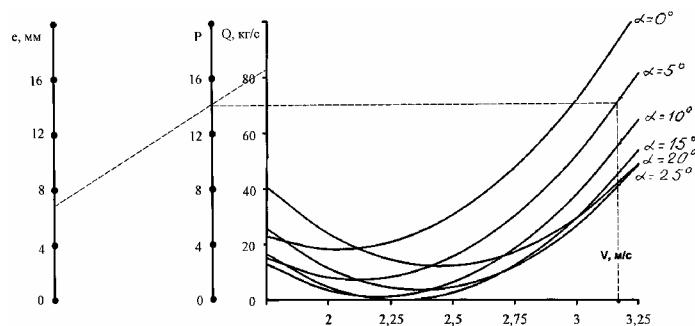


Рисунок 4 – Номограма визначення основних параметрів спірального сепаратора

Польові експериментальні дослідження (рис. 5) проводилися в сезон збирання картоплі 2000 року на сорті "Луговська" з врожайністю близько  $10,35 \text{ т/га}$ , яка

посаджена гребневим способом з міжряддям 0,7 м на чорноземі при середній



Рисунок 5 – Загальний вигляд вдосконаленого очисника картопляного вороху під час проведення експериментального дослідження

вологості 11 %, твердості 0,3 МПа і забур'яненості ділянки 4,8 т/га. Режими руху машинного агрегату (тобто його поступальна швидкість) при виконанні технологічного процесу визначались згідно агротехнічних вимог і встановлені 2,0; 2,5; 3,0; 4,0 км/год (згідно експериментальної перевірки 0,53; 0,67; 0,83; 1,11 м/с або відповідно 1,91; 2,41; 2,99; 4,0 км/год). На кожному режимі проводимо дослідження в трикратній повторності. При цьому значення кінематичних і конструктивних параметрів спірального сепаратора під час експериментальних досліджень залишаються сталими. Вони були визначені згідно побудованої номограми при значенні ексцентриситету 7 мм, подачі вороху 83 кг/с. Подача вороху визначалась теоретично по відомим формулам при глибині підкопування 27 см, ширині підкопаного пласта 55 см, об'ємній масі вороху – 1300 кг/м<sup>3</sup>. Провівши відповідні дії з номограмою (показані на рис. 4) визначили колову швидкість обертального руху спіралей, яка дорівнювала 3,17 м/с при куті нахилу 5 град. Дана колова швидкість відповідає частоті обертання спіралей очисника 455 хв<sup>-1</sup>, що забезпечується зірочками з числом зубів 28 і 23. Отримані в результаті експериментальних досліджень дані (рис. 6) свідчать, що ефективність сепарації і чистота вихідного вороху при швидкості меншій 0,67 м/с збільшується поступово, а на ділянці 0,67...0,83 м/с спостерігається їх повільне падіння. Наступне збільшення поступальної швидкості руху експериментальної установки приведе до значного зменшення цих показників.

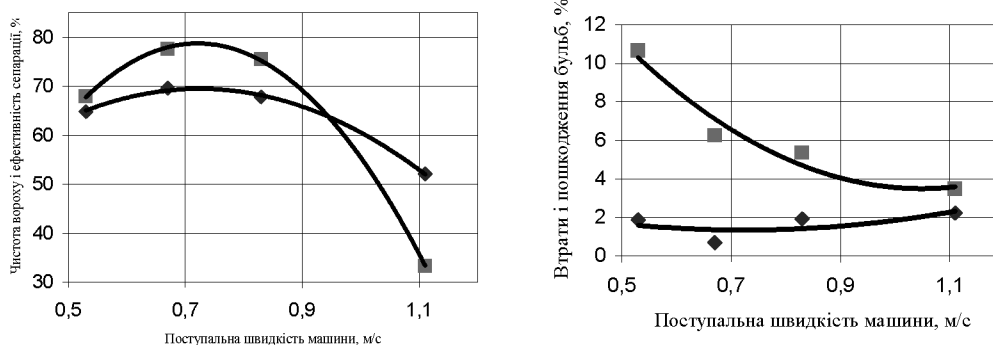


Рисунок 6 – Вплив поступальної швидкості руху машини на чистоту вороху, ефективність сепарації, втрати і пошкодження бульб

При збільшенні швидкості машини пошкодження бульб зменшується, оскільки на робочі органи поступає більша кількість ґрунту, що сприяє зменшенню контакту бульби з металевою поверхнею очисника (створюється ґрунтовий захисний шар) і при швидкості 1,11 м/с складає в середньому близько 3,8 %, а втрати бульб картоплі складають 0,68 % при швидкості машини 0,67 м/с, а подальше її збільшення, як видно в графічних залежностях, приводить до послідовного їх збільшення і при швидкості руху машини 1,11 м/с складають 2,23 %.

Найбільші пошкодження пов'язані з контактною взаємодією бульб картоплі з металевими поверхнями очисних робочих органів, для їх зменшення необхідно прогумувати металеву поверхню спіралей.

**Висновки.** Таким чином, проведені експериментальні дослідження підтверджують те, що спіральний сепаратор картопляного вороху є роботоздатним і застосування його на картоплезбиральних машинах дозволить підвищити агротехнічні показники роботи машини в цілому. За допомогою отриманих математичних залежностей можна визначати значення конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів вдосконаленого очисника.

## Список літератури

1. Bulgakov W., Voytyuk D., Smolinskiy S., Frančák J., Jech J. Optimalizovanie konštrukcie rozdrůžovača zemiakov. – GRONECH NITRA 2001. Pol'nohospodárska technika na začiatku 21 storočia: Zbornik z medzinárodnej vedeckej konferencie. / Slovenská pol'nohospodárska univerzita v Nitre. – Nitra, Slovenská republika. – 2001, p. 73-79.
2. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины. М.: Машиностроение, 1984. – 320 с.
3. Мельников С.В. и др. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
4. Ковшов В.Н. Постановка инженерного эксперимента. – Киев-Донецк: Вища школа, 1982. – 120 с.
5. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Колос, 1994. – 751 с.

### **Volodymyr Vasilyuk**

*Separated subdivision of NULES of Ukraine «Nizhin Agrotechnical Institute»*

#### **Research of the purifier of heap potatoes**

Perfection of cleansing workings organs of kartoplezbiral'nikh machines and diminishing of content of soil in the weekend of vorosi, which is taken out from the field. it the considerable improvement of the state of environment will be provided.

Constructive developments of a new purifier of potato heap of spiral type, experimental installation and results of field researches of the developed working body are presented. Experimental relations of qualitative indexes of activity of a purifier to the main constructive and kinematic parameters are fetched.

**potato heap, the potato harvester, a spiral separator**

Одержано 28.10.13

УДК 631. 33. 33. 816.

**І.П. Вітрух, доц., канд. техн. наук**

*Національний транспортний університет*

**С.Г. Білик, доц., канд. техн. наук**

*Бережанський агротехнологічний інститут НУБІП*

## Деякі системні аспекти оптимізації параметрів транспортно-технологічних машин для внесення органічних та органо-мінеральних добрив

Викладено методичні підстави, встановлено порядок та розроблено алгоритм синтезу визначення оптимальної робочої ширини захвату і місткості кузова чи ємкості цистерни транспортно-технологічної машини, параметрів розподільчих робочих органів та штанг.

Оптимізація параметрів машин для внесення добрив розглядається як складне системотехнічне завдання, яке враховує як умови експлуатації, екологічність, функціональну технологічність, так і їх вартість та корисність.

Розглянуті аспекти системного проектування, які мають важливе значення при виборі оптимальних параметрів машин: робоча ширина захвату швидкості агрегату місткості кузова. При системному підході їх вибір відбувається по антагоністичних критеріях.

**транспортно-технологічні машини, розкидачі добрив, параметри, критерії оптимальності, системні аспекти, розподільчі органи, штанги**

**И.П. Витрух**

*Национальный транспортный университет*

**С.Г. Бильк**

*Бережанский агротехнологический институт НУБІП*

**Некоторые системные аспекты оптимизации параметров транспортно-технологических машин для внесения органических и органо-минеральных удобрений**

Изложены методические основания, установлен порядок и разработан алгоритм синтеза определения оптимальной рабочей ширины захвата и вместимости кузова или емкости цистерны транспортно-технологической машины, параметров распределительных рабочих органов и штанг.

Оптимизация параметров машин для внесения удобрений рассмотрена как сложное системотехническое задание, которое учитывает как условия эксплуатации, экологичность, функциональную технологичность, так и их стоимость и полезность.

Рассмотрены аспекты системного проектирования, которые имеют важное значение при выборе оптимальных параметров машин: рабочая ширина захвата скорости агрегата вместимости кузова. При системном подходе их выбор происходит по антагонистичным критериям.

**транспортно-технологические машины, разбрасыватели удобрений, параметры, критерии оптимальности, системные аспекты, распределяющие органы, штанги**

**Постановка проблеми та завдання дослідження.** Органічні добрива поділяються на тверді й рідкі. Тверді органічні добрива (ТОД) вносяться транспортно-технологічними машинами, які називають розкидачами. Рідкі органічні добрива (РОД) можуть вноситись разом з рідкими органо-мінеральними добривами (РОМД). Існують два способи внесення цих добрив у ґрунт-поверхнєве внесення з наступним приорюванням добрив і підґрунтове. Відповідно до цього відбувається розвиток конструкцій машин. Розробкою і випуском цих машин займаєть ся у Європі понад 32, а в США - понад 20 фірм. Машини для внесення РОМД випускають фірми «Alfa Laval»,

«Baueg», «Benken», «Bri ri», «Duport», «Eisele», «Joskin», «Kotte», «Meyer - Lohne», «Kaweso» та інші, а в СНД «Бобруйськагромаш». Основні напрями розвитку конструкцій машин зводяться до збільшення вантажопідйомності й ширини захвату, підвищення якості внесення добрив, застосування суцільно зварних кузовів та пристроїв і механізмів, які забезпечують рівномірну подачу добрив до розподільних робочих органів.

Основною частиною транспортно-технологічної машин є кузов і цистерна місткістю від 3000 до 20000 л, які обладнуються рядом систем і розподільними органами. Для поліпшення якості внесення рідких добрив більшість фірм застосовують штангові розпилювачі рідких добрив. Штангові розподільники націпляються на цистерну. На штангах установлюють різні за конструкцією розпилювачі. Ширина внесення добрив машинами фірми «Eisel» становить 8,5...18 м, а фірми «Meyer-Lohne»-12...24м маса навісних штангових робочих органів - 550 -600 кг. [1].

Визначальним етапом в процесі розробки і впровадження нових чи удосконаленні існуючих машин є обґрунтування параметрів конструкцій, які б забезпечували підвищення технічного рівня машин, їх технологічність та ефективність використання.

Оптимізація параметрів машин для внесення добрив є складне системотехнічне завдання, яке повинне враховувати як умови експлуатації, екологічність, функціональну технологічність, так і їх вартість та корисність. У вартість входить і такий важливий компонент, як витрати на проектування. Всі ці питання вимагають окремого розгляду, тут будуть розглянуті тільки ті аспекти системного проектування, які мають важливе значення при виборі оптимальних параметрів машин: робоча ширина захвату швидкості агрегату місткості кузова. При системному підході їх вибір, як буде показано нижче, відбувається по антагоністичних критеріях.

**Задачі досліджень.** Для вирішення даної задачі необхідно провести аналітичні дослідження і узагальнення існуючих методів і системних аспектів оптимізації параметрів транспортно – технологічних машин.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Питання обґрунтування та оптимізації параметрів гноєрозкидачів вивчалися і досліджувалися науковими установами України (УНДІМЕСГ, с.м.т. Глеваха; КТІСМ м. Запоріжжя), Росії (ВИМ, НИПТИМЭСХ) та ін. Цим питанням присвячені роботи [2,3]. У цих роботах приведені деякі залежності оптимальної робочої ширини захвату від місткості кузова  $V_K$ , швидкості і інших параметрів. Проте слід зазначити, що більшість вказаних досліджень та розроблених конструкцій машин не в повній мірі задовольняють існуючі вимоги, а технічний рівень існуючих транспортно-технологічних машин ще низький.

**Мета досліджень.** Удосконалення і подальший розвиток методів оптимізації параметрів транспортно-технологічних машин для внесення органічних та органо-мінеральних добрив

**Науково-методичні підстави дослідження.** Для швидкого введення критеріїв оптимальності розглянемо наступну спрощену схему. Процес внесення гною компостів та інших органо-мінеральних добрив можна схематично представити як наступну задачу: задана множинна  $I$  технічних засобів для внесення добрив, множинна  $Z$  запасів добрив –  $N_z$  сховищ чи буртів місткістю  $V_{i_z}$ ,  $i_z = 1, 2, \dots, N_z$  задано множину ділянок поверхонь  $\Sigma$  певної конфігурації і величини. Введемо критерій якості роботи

$$F_o = F_o(Q_s, Q_{s_q}). \quad (1)$$

Він представляє функціонал від  $Q_s$  – щільність розподілу добрив по

оброблюваній поверхні і  $Q_{s_q}$  – по прилеглій поверхні  $S_q$ . Вид функціонала буде конкретизований нижче. Можна відзначити, що він володітиме такими очевидними властивостями

$$1) \quad F_0^1(Q_s^1, Q_{s_q}) > F_0^2(Q_s^2, Q_{s_q}), \quad (2)$$

якщо розподіл щільності  $Q_s^1$  – ближче до потрібного по агротехнічних нормах.

$$V_{ar}(Q_s^1 - Q_s^{opt}) < V_{ar}(Q_s^2 - Q_s^{opt}). \quad (3)$$

Тут функціонал характеризує величину відхилення функції від нуля і може бути вибраний у вигляді певного інтеграла від величини відхилення, так і за допомогою статистичних методів оцінювання [3].

$$2) \quad F_0^1(Q_s, Q_{s_q}^1) > F_0^2(Q_s, Q_{s_q}^2) \quad V_{ar}(Q_{s_q}^1) < V_{ar}(Q_{s_q}^2). \quad (4)$$

Це співвідношення має сенс як економії препарату так і головним чином виконання такого екологічного критерію, як відсутність занесень препарату на прилеглу територію.

Для кожного елемента множини  $m \in M$ , – множини  $z \in Z$  і елемента множини  $e \in E$  заданий критерій якості функціонування

$$K_\phi = K_\phi(m, z, e, F_0, E_s). \quad (5)$$

Це багатокритеріальна величина, яка залежить як від якостей обробки, так і від сумарних експлуатаційних затрат  $E_s$  [4]. Розглядатимемо наступний системний підхід – багатокритеріальну оптимізацію на множині по наступних

$$Q = M \times Z \quad (6)$$

цільових функціях:  $E_s$  – економічно обгрунтований критерій вартості експлуатації, при прийнятій раніше певній величині якості обробки  $F_0$ , яка включає і екологічний чинник нерозповсюдження добрив за межі оброблюваної ділянки  $S_e$ . В критерій якості функціонування можуть бути включені і інші екологічні і ергономічні величини, наприклад величина тиску агрегату на ґрунт, поєднання різних умов експлуатації (операцій внесення органічних, внесення мінеральних добрив, пристосованість до рельєфу, конфігурації ділянок до метрологічних умов, пристосованість до виконання додаткових функцій).

Оптимізація по одному параметру – розподілу маси при заданих елементах являє важку транспортну задачу [5], як і пряме транспортне завдання вибору оптимальної траєкторії руху агрегату при фіксованих елементах.

Проведемо деталізацію множин  $M, Z, E$ , необхідну для подальшого розгляду. Візьмемо спочатку множину  $M$  технічних засобів. У найширшому сенсі воно може включати нескінченне число елементів. Будь-яку незначну зміну конструкції агрегату можна розглядати як новий агрегат. Тому введемо розбиття  $M$  на підмножини і редукцію числа елементів в кожній підмножині за допомогою введення параметричних рядів головних конструктивних параметрів. Множина  $M$  може включати наступні підмножини:

$M_1$  – тракторні транспортно-технологічні причіпні;

$M_2$  – тракторні транспортно-технологічні кузовні;

$M_3$  – тракторні безкузовні;

$M_4$  – тракторні технологічно-бункерні.

Кожна підмножина може бути розбита, у свою чергу, теж на підмножини. Наприклад,  $M_1$  – на тракторні причіпні кузовні  $M_{11}$ , і тракторні тракторні причіпні цистерни  $M_{12}$ . Можлива і подальша деталізація, причіпні можна розбити на розкидачі з

горизонтальним і вертикальним розміщенням розкидальних валів  $M_{111}, M_{112}$  відповідно.

Розглянемо тепер множини  $E$  і  $Z$ . Вони представляють карти континуальних і відповідно дискретних розподілів на площині. Для опису їх може бути застосований статистичний підхід [4]. Розглянемо тут дещо спрощений прийом – попередню гомогенізацію елементів  $E$  і  $Z$ .

Суть її полягає в тому, що довільний за формою, взаємному розташуванню набір ділянок (рис.1) замінюється на регулярну структуру, набір однакових по конфігурації ділянок з однаковими відстанями між ними (рис.2).

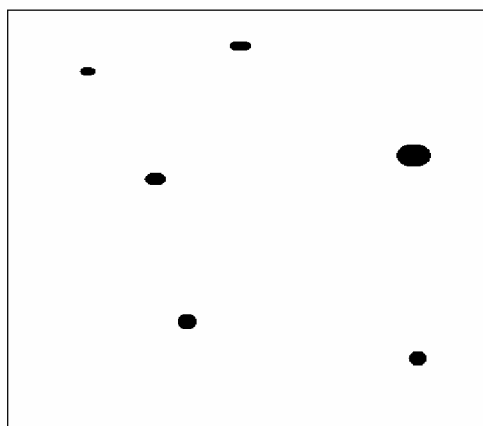


Рисунок 1- Реальний розподіл добрив

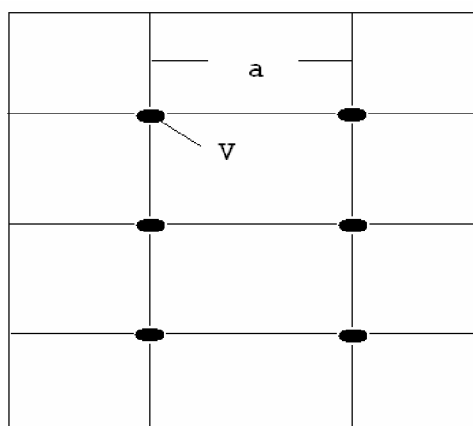


Рисунок 2 - Ідеалізований розподіл

Як ситуацію, що найбільш часто зустрічається на практиці, природно розглянути ділянки прямокутної форми. Їх розміри і співвідношення сторін а також взаємні відстані повинні бути приведені у відповідність з середньостатистичними даними. Таким же чином проводиться гомогенізація множини  $Z$ . Воно перетвориться в решітку з наступними параметрами:  $a_z$  - відстань між вузлами,  $V_z$  - середній об'єм запасу добрив в кожному з вузлів. Величина цих параметрів, як і для множини  $E$ , може бути знайдена статистичними методами. Відзначимо простий зв'язок між  $a_z, V_z$  рекомендованою щільністю розподілу добрив даного внесення  $q_r$ . Для цього введемо величину

$$\lambda = S_c / S_q, \quad (7)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт, що характеризує відношення площі оброблюваних ділянок до площі розміщення. Тоді має місце співвідношення

$$\frac{a^2}{\lambda} q_r = V. \quad (8)$$

Для великих розмірів в порівнянні з  $a_z$  ділянок або для достатньо частого розміщення точок ( $a_z < \sqrt{S_e}$ ) параметр  $\lambda$  в (8) можна прийняти рівним одиниці. Для подальших розрахунків введемо ще величину середньої віддаленості елементу  $e$  від  $z$ . Для усереднених величин це буде

$$r = r(a_z, S_e, \lambda). \quad (9)$$

Для достатньо малих і рідко розташованих ділянок буде

$$r = a_z / 2,$$

а для великих ділянок  $r$  можна прийняти фактично рівним нулю. Тепер кожен елемент множини  $Z$  можна повністю охарактеризувати наступним набором

параметрів:  $a_z$  – відстань між пунктами завантажень,  $V_z$  – середня величина накопичення добрив на кожному пункті. Ця остання величина, якщо відомий елемент множини  $E$ , може бути визначена на підставі співвідношення (9). А топологія оброблюваних ділянок спільно з топологією розподілу запасів може бути визначена в першому наближенні трійкою чисел  $a_z, S_e, r$ . Тут  $S_e$  – середня площа ділянок (як однорідний елемент усереднювання розглядається квадратна ділянка).

Співвідношення (5) тепер прийме вигляд

$$K_\phi = K_\phi(a_z, S_e, r, F_o, E_e). \quad (10)$$

Функціонал експлуатаційної вартості при зроблених вище припущеннях може бути записаний у вигляді

$$E_s = E_s(a_z, s_e, r, b, V_p, V_t, T, V_k), \quad (11)$$

де  $a_z, s_e, r$  – геометричні параметри, визначені раніше;

$b$  – ширина захоплення при обробці ділянки послідовно-паралельним способом;

$V_p$  – робоча швидкість;

$V_t$  – транспортна швидкість пересування агрегату для завантаження;

$T$  – період безперервного функціонування;

$V_k$  – об'єм кузова.

Для періоду безперервного функціонування маємо

$$T = \frac{V_k}{b \cdot V_p \cdot q}. \quad (12)$$

Для визначення часу повного циклу роботи визначимо час пересування агрегату для завантаження

$$T_{nz} = r / V_t. \quad (13)$$

Продуктивність агрегату без урахування таких чинників як технічне обслуговування, сезонного завантаження і інших буде рівна

$$P_A = b \cdot V_p \cdot q \cdot \left( \frac{T}{T + T_{nz}} \right) = b \cdot V_p \cdot q \cdot \left( \frac{V_k}{V_k + b \cdot r \cdot (V_p / V_t) \cdot q} \right) = P_T \cdot \left( \frac{V_k}{V_k + b \cdot r \cdot (V_p / V_t)} \right),$$

де  $P_O$  – витрата добрива за одиницю часу. Оброблювана за одиницю часу площа буде рівна

$$S = b \cdot V_p \cdot \left( \frac{V_k}{V_k + b \cdot r \cdot (V_p / V_t) \cdot q} \right). \quad (14)$$

Перш ніж перейти до визначення оптимальних параметрів для кузовних розкидачів розглянемо одну загальну властивість схеми оптимізації. Покажемо, що вона завжди має рішення.

Для цього введемо на множині  $M$  відношення часткового впорядкування, вважаючи

$$m_1 \leq m_2. \quad (15)$$

Тоді експлуатаційна вартість агрегату  $m_1$  за умов завдання елементів  $Z$  і  $e$  вище чим експлуатаційна вартість агрегату  $m_2$ . Доведемо твердження:

Функціонал експлуатації вартості приймає мінімальне значення на деякому „внутрішньому елементі множини  $m_0$ , для якого існують „більший” і „менший” елемент

$$m \leq m_0 \leq \bar{m}. \quad (16)$$

Дійсно, якби це було не так, тоді не існувало б елементу з найбільшою продуктивністю при мінімальній експлуатаційній вартості. Але тоді можна було б чисто

формально поповнити множинну  $M$  елементом  $m_a$  з як завгодно великою продуктивністю, наприклад шляхом збільшення його геометричних параметрів ширини захвату, швидкості. Природно, що такий агрегат не може бути оптимальним внаслідок великої експлуатаційної вартості.

Зворотне обмеження

$$m \leq m_0 \quad (17)$$

завжди має місце, оскільки теж формально (теоретично) існує агрегат з нульовою продуктивністю.

**Результати досліджень.** На основі викладених методичних підстав можна встановити порядок та розробити алгоритм синтезу визначення оптимальної робочої ширини захвату і місткості кузова чи ємкості кузова чи цистерни розкидача, параметрів розподільчих робочих органів .

Алгоритм пошуку оптимального рішення в постановці (1)-(17) повинен дати, згідно вище вказаному твердженню, деяке теоретичне оптимальне рішення. Аналогічне твердження може бути доведене для кожної підмножини  $M_i$  множини  $M$  . Але навіть якщо обмежитися тільки однією підмножиною  $M_i$  , то перебір всіх типів і розмірів практично неможливий. Тому природно обмежитися деяким набором фіксованих типорозмірів машин, ранжирувавши їх з деяким кроком по ширині захоплення

$$M_i = \sum_{i=1}^{N_k} M_{ik} \quad (18)$$

Тут  $M_{ik}$  – клас кузовних розкидачів з фіксованою шириною захоплення. Проведемо подальше зменшення числа елементів  $m$  . Для цього розглянемо кожну машину з класу  $M_{ik}$  як таку, що складається з кузовного причепа і робочого органу – барабанного розкидача. Агрегат може складатися з трактора і машини для навісних, або з трактора і причепа для причіпних гноєрозкидачів. Зазвичай компоновка кузова і розподільного механізму здійснюється через раму (шасі). Функціональне призначення розкидального механізму – підтримка фіксованого просторового розташування розподільної системи. Як буде показано надалі, для кожної розподільної системи існує деякий оптимальний проект бітерних валів та штангових розподільників, параметри якої залежать від вибору решти частин агрегату. Тим самим немає необхідності розглядати множини  $M_{sk}$  як добуток множин

$$M_{sk} = M_{sk}^T \times M_{sk}^{KIII} \times M_{sk}^P \quad (19)$$

(тут  $M_{sk}^T$  – множина тягачів,  $M_{sk}^{KIII}$  – множина кузовних шасі,  $M_{sk}^P$  – множина розподільних механізмів розміру  $l_k$  ), а достатньо його розглядати у вигляді

$$M_{sk} = M_{sk}^T \times M_{sk}^n \times m_k^{opt} ,$$

де  $m_k^{opt}$  – оптимальний розкидальний елемент розміру  $l_k$  .  $m_k^{opt} \in M_{sk}^u$  .

Співвідношення (14) дає монотонно зростаючу залежність продуктивності від ширини захоплення. Проте, очевидно, що при деякому  $b_p$  продуктивність почне зменшуватися внаслідок збільшення часу на транспортування і завантаження по відношенню до часу розподілу( розкидання). Відмітимо, що величина  $r$  в (10), яка вважалася фіксованою, насправді починаючи з деякого значення  $b > b_p^1$  починає монотонно зменшуватися, причому характер зменшення залежить від конфігурації ділянок, розташування пунктів завантаження. Для усередненої прямокутної форми ділянки, з пунктом завантаження на одній з її сторін для деякого  $b > b_p^1$  матиме місце співвідношення

$$r = \sqrt{S_e - V_K} / (b_0 \cdot q). \quad (20)$$

При такому уточненні співвідношення (9) значення продуктивності має екстремальне значення по параметру  $b$ .

Визначене на підставі (20) значення ширини захоплення і об'єму кузова може служити тільки як верхня межа, вище за яку значення параметра брати не має сенсу. Але воно у жодному випадку не може служити точним оптимальним значенням, оскільки не враховано багато важливих чинників, головним чином це якість функціонування (рівномірність розподілу по площі) і динамічна міцність розкидального елемента. Із збільшенням ширини розкидань природно повинна зростати міцність кузова, а тим самим вага агрегату. Але вирішальним чинником виявляється все таки динамічна стійкість, що зменшується.

Розглянувши процес експлуатації двох розкидачів конгруентної конфігурації розмірів  $l_1$  і  $l_2$  ( $l_2 > l_1$ ), прийнемо припущення, що рівень кінематично заданих навантажень у підвісках розкидачів однаковий. Покажемо, що рівень напруженості, амплітуда коливань матимуть набагато більший градієнт наростання, чим градієнт зростання продуктивності із збільшенням об'єму кузова і ширини розкидання. Візьмемо розрахункову схему штангового розкидача рідких органічних добрив [8,9] у вигляді симетричного поперечного збудженого в центрі стрижня змінного значення жорсткості (рис.3).

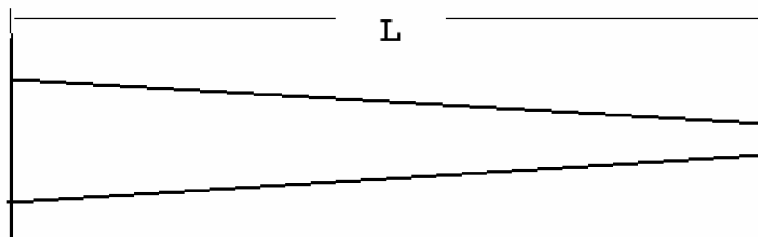


Рисунок 3 - Стержень змінного перерізу

Можна зауважити, що в області першого резонансу ця схема ідентична по динамічних властивостях консольно закріпленій половині штанги.

Рівняння динамічної рівноваги буде мати вигляд :

$$\frac{d^2(EI \frac{d^2 x}{dx^2})}{dx^2} - \omega^2 \rho F_1 y = 0. \quad (21)$$

Граничні умови будуть

$$y(0) = a, \quad y'(0) = 0, \quad y''(e) = 0, \quad y'''(e) = 0. \quad (22)$$

Якщо розкидачі конгруентні, то проводячи заміну

$$\bar{x} = xl_2 / l_1, \quad (23)$$

з рівняння (21), яке записане для першого розкидача, отримуємо ідентичне рівняння для другого

$$\frac{d^2(EI \frac{d^2 x}{dx^2})}{dx^2} - \omega^2 \left(\frac{l_2}{l_1}\right) \rho F_2 = 0. \quad (24)$$

З (24) можна відмітити, що перша резонансна частота другого розкидач рівна

$$\omega_{рез}^2 = \omega_{рез}^1 \cdot \frac{l_1}{l_2}, \quad (25)$$

тобто зменшується пропорційно розміру. Відомо, що зовнішні дії на елемент мають чітко виражений максимум в області  $2_{\bar{\omega}}$ . Штанги природно проектується з умови

$$\omega_{рез} < 2_{ци}.$$

На рис.4. приведені амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) двох штанг різної довжини згідно розрахунковим схемам (21) і (24).

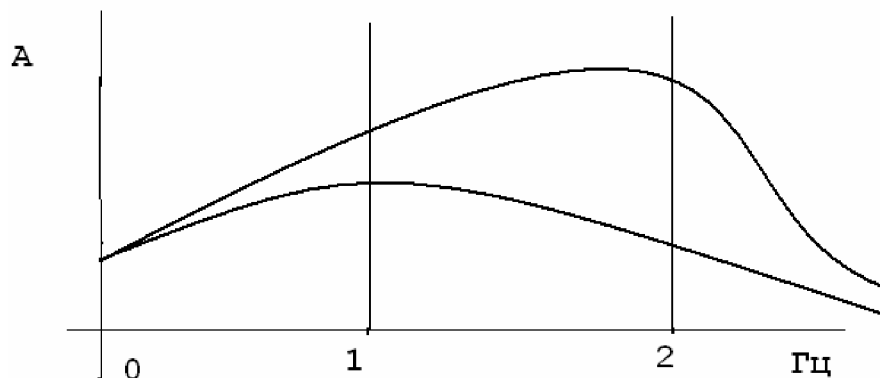


Рисунок 4 - АЧХ штанг різної довжини

Видно, що амплітуда коливань краю штанги може зрости на порядок при наближенні  $\omega_{\partial\partial\partial}$  до  $2_{\bar{\omega}}$ . Ще більше зростуть вібронапруження, які будуть відноситися як

$$b_2 / b_1 = \left( \int_0^{l_2} \rho_2 F_2 Y_2 dx \right) / \left( \int_0^{l_1} \rho_1 F_1 Y_1 dx \right). \quad (26)$$

Тим самим значно зменшиться запас міцності на багато циклову втомну напругу. Оскільки зазвичай при зростанні об'єму кузова і розмірів розкидальних механізмів не зберігаються умови конгруентності, а маса конструкції зростає вищими темпами, ніж її жорсткість (зростає число і вага вузлів розкладання, обмежений габаритний розмір, найбільша висота розкидального механізму).

Таким чином при пошуку оптимальних розмірів кузова і розмірів механізмів розкидання не можна обмежитися тільки міркуваннями його найбільшої продуктивності, виходячи із завдання елементів множини і конфігурації ділянок  $E$  і множини  $Z$  розподілу запасів добрив, але і в першу чергу – динамічними характеристиками розкидача – віброміцністю і віброзбудимістю

**Висновки.** На основі системного підходу досліджено машинний процес внесення добрив. Досліджено вплив множини параметрів на цей процес. В тому числі досліджено взаємозв'язок конструктивних параметрів машин та їх транспортних характеристик в залежності від первісного розподілу добрив на ділянці поля.

## Список літератури

1. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки/ за ред.В.І.Кравчука, М.І. Грицишина, С.М. Коваля. - К.: Аграрна наука, 2004. - 396с.
2. Шебалкин А.Е. Выбор типа и обоснования параметров дозирующих и распределяющих устройств большегрузных машин для внесения твердых органических удобрений: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук: 05. 20. 01. – М., 1986. – 16с.

3. Скурятин Н.Ф. Разработка метода оптимизации грузоподъемности разбрасывателей органических удобрений в связи с их унификацией: Дисс. ... канд. тех. наук: 05.20.03. – Воронеж, 1976. – 169с.
4. Смирнов Н.В. и Душин – Барковский И.В. Краткий курс математической статистики для технических приложений. Физматгиздат, М.: 1959. 378с.
5. Вольф В.Г. Статистическая обработка опытных данных. М.: Колос, 1966. 255с.
6. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике: В 2 кн. – М.: Мир, 1986. – Кн. 1. – 350с.; Кн. 2. – 310с.
7. Шушански Я. Методология рационализации. – М.: Экономика, 1987. – 248с.
8. B.Divyeyev, I.Vikovych, I.Kernytskyu, I.Butyter, M.Kernytska. Prospects of application of modern methods for optimum designing of technological machines. VI Konferencija naukovno-praktychna. Energia w nauce i technice. Streshczenia referatow. Suwalki 2007, pp.23.
9. Кузьо І.В., Дівеев Б.М., Коваль Т.Б. Динаміка великогабаритного подовгастого елемента мобільних машин. Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та
10. Дівеев Б.М., Вітрух І.П., Смольський А.Г. Проектування системи гасників коливань для транспортних засобів. Вібрації в техніці та технологіях. №3(48), 2007.-С.37-41.

**Igor Vitrukh**

*National transport university*

**Stephania Bilyk**

*Berezhansky agroinstitute of technology NUBIP*

**Some system aspects of optimization of parameters transport - technological cars for introduction organic and body - mineral fertilizers**

**Article purpose.** Improvement and further development of methods of optimization of parameters transport - technological cars for introduction organic and body - mineral fertilizers. The methodical bases are stated, the order is established and the synthesis algorithm of determination of optimum working width of capture and capacity of a body or tankage is developed is transport - the technological car, parameters of distributive workers of bodies and bars. Optimization of parameters of cars for application of fertilizers is considered as a difficult system task which considers as service conditions, environmental friendliness, functional technological effectiveness, and cost and usefulness.

Aspects of system design which are important at a choice of optimum parameters are considered: working width of capture of speed of the unit of capacity of a body. At system approach their choice occurs by antagonistic criteria.

**Conclusions.** On the basis of system approach machine process of introduction of body - mineral fertilizers is investigated. Influence of a set of factors on this process is investigated. In that the m number investigated interrelation of design data of cars and their transport characteristics depending on initial distribution of fertilizers on a field site.

**transport - technological cars, spray of fertilizers, parameters, criteria of an optimality, system aspects, distributive bodies, bars**

Одержано 27.10.13

UDC 662.6:697.328

I. Vitázek, P. Andoč, B. Vitázková

*Slovak University of Agriculture, NITRA, Slovak Republic*

## Gravimetric analysis of selected solid biofuels

Widespread recognition and use of renewable energy sources is a result of the increase in prices of fossil fuels and the effort to cut down on gaseous emissions. In particular, solid biofuels are becoming widely used as a source of thermal energy. For their proper use it is essential to know their physical and chemical properties. The paper refers to a gravimetric method for determining the proportion of moisture, ash and combustible in selected solid biofuels. The quality of fuel as an energy source depends on the quality of combustible and content of unexploitable substances – moisture and ash. The results are processed graphically and illustrate the characterization of the examined fuel.

**solid biofuels, moisture, combustible, ash, gravimetric method**

**И. Витазек, П. Андоch, Б. Витазкова**

*Словацкий сельскохозяйственный университет, г. Нитра, Словакия*

**Гравиметрический анализ некоторых видов твердого биотоплива**

Широкое признание и использование возобновляемых источников энергии является результатом роста цен на органическое топливо и усилий, направленных на сокращение выбросов в атмосферу. В частности, твердое биотопливо начинает широко использоваться в качестве источника тепловой энергии. Для надлежащего использования этого вида топлива необходимо знать его физические и химические свойства. В работе представлен гравиметрический метод определения доли влаги, золы и горючего вещества в разных видах твердого биотоплива. Качество топлива, в качестве источника энергии, зависит от качества горючего вещества и содержания неэксплуатируемых веществ – влаги и золы. После обработки результаты исследований представлены в виде графиков и характеризуют качество топлива.

**твердое биотопливо, влага, горючее вещество, яшень, гравиметрический метод**

Drying of biological materials as a vital part of post-harvest processing is considered one of the most energy-consuming processes in agriculture. With respect to increase in fossil fuel prices, alternative power sources are being explored. Exploitation of self-produced biofuels seems by far the most effective option. On top of that, harnessing of solid biofuels enhances competitiveness in agriculture. The term biomass refers to organic matter which is either a product of photosynthesis or of animal origin. Biomass also involves plant matter suitable for energy purposes as a renewable energy source. Biofuel is a fuel from biomass. Biofuels are divided into solid, liquid and gaseous. The quality of solid biofuel as an energy source depends on the moisture and ash content as well as on the composition of combustible (Vitázek, 2011a).

Proper usage of various biofuels requires identification of their physical and chemical properties. The present paper deals with analysis of selected physical properties of solid biofuels, namely moisture content, ash content and combustible content carried out by the means of device which works on the principle of gravimetrics.

**Material and method.** Exploitation of biomass as a source of energy is of considerable importance. This fact is also obvious from Fig.1 which shows the potential of utilization of particular energy sources in Slovakia.

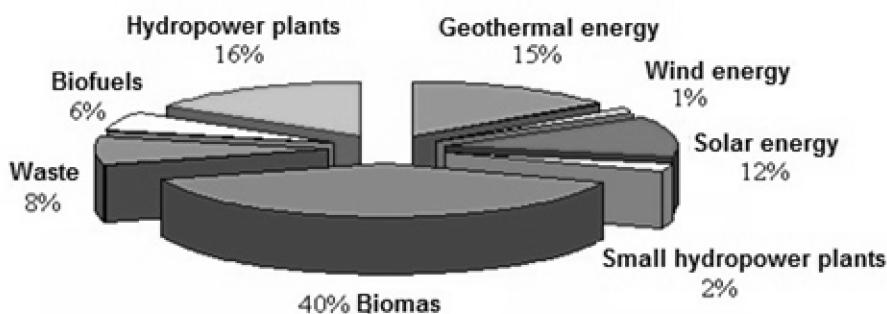


Figure 1 – Potential of energy sources utilization in Slovakia

Dry matter, i.e. residue after any moisture has been removed from the solid biofuel, consists of ash and combustible. The proportion of combustible can be divided into volatile and solid. However, this value does not determine the energetic content of the fuel, because heat of combustion varies with specific chemical composition of each fuel. The proportion of ash determines its production after combustion of the fuel.

The measurements of moisture, ash and combustible content were carried out by the means of the gravimetric furnace Nabertherm L9/11/SW/P330 (Fig.2). The device is a muffle furnace with volume of 9 litres, while power consumption of the heater is 3.0 kW. Heating of the samples can be tested to the temperature of 1100°C. Installed controller P330 can program selected heating and endurance rates and may be operated either manually or by the means of the computer. The design of the furnace enables continuous measurement of weight of the analysed sample during the experiment by the means of digital scales Kern EW 1500 (Fig.3). Moreover, the obtained values are recorded by the computer. The device, along with special software and computer, allows precise determining of moisture, ash and combustible contents of selected solid biofuels.



Figure 2 – Gravimetric furnace Nabertherm L9/11/SW/P330



Figure 3 – Digital scales Kern EW 1500

Moisture content is identified in accordance with technical norm (*STN EN 14774-2*). The sample is heated to  $105\text{ °C} \pm 2\text{ °C}$  and is dried up to a point where the difference in weight of the sample between two following measurements carried out in 60-minute interval does not exceed 0,2% of total weight loss obtained in previous weighing. The present paper introduces values of moisture content for the analysed material.

Identification of proportion of volatile substances follows the norm (*STN EN 15148*). Ash content is determined in accordance with the norm (*STN EN 14775* and *STN ISO 1171*). The analysed sample was combusted at the temperature of 815 °C during the period of 60 minutes.

The sample of analysed solid biofuel in ceramic bowl is inserted into the gravimetric furnace. Values representing chosen temperatures and their impact period are programmed by the means of the computer. Precise values are presented in the Table 1.

Table 1 – Parameters for gravimetric measurement procedure

Time interval	Impact period <i>minute</i>	Temperature <i>°C</i>
1	60	20-105
2	120	105
3	60	105-500
4	60	500
5	60	500-815
6	60	815

Proportions of the particular components are calculated from the following relations:

- moisture content:

$$w = \frac{m_1 - m_2}{m_1}; \tag{1}$$

- ash content:

- in original sample:  $A' = \frac{m_3}{m_1}$ ;      - in dry matter:  $p_{ps} = \frac{m_3}{m_2}$       (2, 3)

- combustible content:

- in original sample:  $h' = \frac{m_4}{m_1}$ ;      - in dry matter:  $p_{hs} = \frac{m_4}{m_2}$       (4, 5)

Where  $m_1$  – original weight of the sample, g;

$m_2$  – weight of dry matter, g;

$m_3$  – weight of ash, g;

$m_4$  – weight of combustible, g.

Measured values of moisture, ash and combustible content in moist fuel and dry matter respectively are processed in tabular form (Vitázek, 2011b). Weight loss rates of analysed samples may be plotted on a graph. With respect to the required scope of the article are shown values of four biofuels out of eight.

**Results and discussion.** Ash is solid residue after complete combustion of fuel in laboratory conditions. It consists of mineral substances that are present in the fuel. Combustible is made up of the active substances, i.e. components of fuel characteristic of heat release due to oxidation, and of passive substances, which are bound to organic matter and do not provide heat.

Processed results of gravimetric measurements are shown in Table 2. The most recent values are presented out of more than 100 measurements carried out in the department. Moisture, ash and combustible contents are calculated from the relations 1 to 5 respectively. The values are presented in percentages.

Table 2 – Processed results of gravimetric measurements of analysed samples

Parameter	Biofuels				
	1	2	3	4	5
$w$	6,92	7,2977	9,4121	14,5934	6,0011
$A'$	5,712	6,8121	5,2638	18,0999	0,1929
$h'$	87,37	85,8901	85,3240	67,3062	93,8061
$p_{ps}$	6,128	7,3484	5,8107	21,1880	0,2052
$p_{hs}$	93,872	92,6515	94,1893	78,8119	99,7948

Parameter	Biofuels				
	6	7	8	9	10
$w$	11,447	4,6917	8,9915	4,9407	18,5190
$A^I$	1,4160	3,1151	6,1319	7,1291	3,0786
$h^I$	87,1815	92,1931	84,8767	87,9301	78,4023
$p_{ps}$	1,5985	3,2685	6,7377	7,4964	3,7783
$p_{hs}$	98,4513	96,7313	93,2623	92,5035	96,2217

#### Legends:

- 1 - pellets – wheat straw
- 2 - pellets – mixture of sunflower + waste barley and wheat
- 3 – pellets – Russian peat
- 4 - briquette – Ukrainian peat - crushed
- 5 - pellets – softwood without bark- spruce
- 6 - briquette – crushed corncob
- 7 - briquette – crushed hardwood bark – beech
- 8 - pellets – 40% beech sawdust, 30% rapeseed, 30% coal
- 9 - pellets- sunflower
- 10 - briquette – brown coal- crushed

Values of briquette from brown coal are provided for comparison. In contrast with biofuel it has significantly higher moisture content, while proportions of ash and combustible in dry matter are analogous to briquettes from hardwood bark. In terms of proportion of ash in dry matter, pellets from softwood without bark seem the most suitable for the consumer. Straw is used as a heat source for dryers. Obtained results indicate proportion of ash ca. 6,13 %. Various waste materials contain higher proportion of ash. Peat from Vladimirsk region (The Russian Federation) was analysed as an unconventional fuel. Proportion of ash does not exceed 6%. On the other hand, briquettes from Ukrainian peat (which are available in Slovakia) contain 3,5 times higher proportion of ash.

Biomass heating is becoming increasingly widespread alternative to natural gas and coal.

Boiler manufacturers have adapted to this situation. High proportion of ash and inadequate temperature pose a threat even to the innovative boilers due to ash sintering, which may cause temporary interruption of combustion and lead to partial or permanent damage of the combustion device. This is one of the important arguments in favour of the awareness of the proportion of ash in biofuels (*Vitázek, 2011a*).

#### Graphically depicted weight loss rates.

Combustion of biomass does not inevitably release the maximum amount of energy that is present in biomass itself. Thus it is more convenient to convert biomass to another type of fuel in order to exploit the energy of biomass the most efficiently. Thermal conversion is nowadays the most prevalent method of biomass conversion. This process enables transformation of biomass to liquid, gaseous or solid fuel of higher quality. Properties of the produced fuel are suitable for energetic exploitation to a great extent. According to (*Piszczalka, 2010; Jandačka et al., 2011*), content of the original solid biofuel in terms of combustion is following:

- volatile combustible matter (wood gas) 60-70%;
- solid non-volatile combustible matter (charcoal in the case of wood) up to 20%;
- unexploitable substances made up of water (up to cca 14%) and ash from combustion of charcoal 0,5-4%.

The proportion of volatile combustible matter in biomass depends on the type of fuel and is inversely proportional to ash and moisture content of the fuel. As regards long-term storage, water content of 14-15% is the most common and safe option.

Fig. 4 graphically depicts obtained weight loss rates of examined samples of solid biofuels in the range after moisture removal, i.e. after 180 minutes at temperature exceeding 105 °C. Attention was paid to the release of combustible up to the final weight of ash.

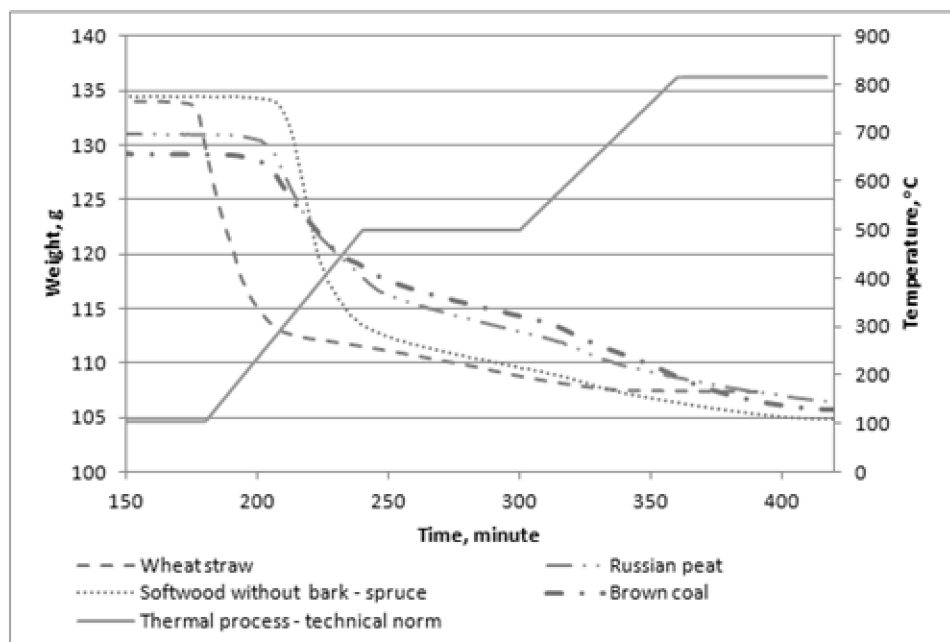


Figure 4 – Weight loss rate of analysed samples of solid biofuels

Values of proportion of ash in selected biomass types presented in the paper (*Rusňák and Šmidová, 2010*) are as follows: (%) birch wood 1,2; aspen 2,6; wheat straw 5,7; corn straw 4,6; rapeseed straw 6,9; amaranth straw 13,5; grain dust pellets 15,3; biosludge after separation from biogas plant 53,4. On the whole, it may be stated that ash content of phytomass is higher than ash content of denromass. The obtained results confirm that whole plants with grain and grain itself contain lower proportion of ash than straw phytomass without grain and therefore are analogical to wood biomass (*Vitázek and Vitázková, 2011*). (*Hutla and Jevič, 2009*) state that agropellets are produced mainly from wheat straw. Suitable combustion devices are available on the market.

**Conclusion.** Biomass of various amount and content is available in agrarian areas as a secondary agricultural source. It regards mainly different kinds of straw, cereals, wooden waste from vineyard cutting, waste from crop processing, logging residues etc. These materials are characteristic of different physical properties which determine their further processing (pellets, briquettes, wood pieces) and the choice of appropriate combustion device. Gravimetric method described above is particularly suitable for analysis of proportions of ash and combustible in dry matter of these materials. Utilization of the renewable energy sources improves competitiveness in agriculture.

Straw boilers designed to heat the drying environment have been successfully tested and used in practice. Simple devices operate with the exchanger combustibles-air, whereas more sophisticated computer controlled devices use the exchanger combustibles-water. Consequently, the dryer itself works with the exchanger water- air. However, the conducted experiments show high proportion of ash in wheat straw.

When using boilers with innovative technologies, it is advisable to consider the high proportion of ash and its thermal properties in the process of combustion. Exceeded level of sintering temperature may cause shortcomings of the operating parameters and even damage.

The customer in the decision-making process has to consider the recommendation of the boiler manufacturer. Apart from the price of the fuel, proportion of ash has to be taken into account. This parameter is directly linked with the frequency of cleaning of the device. The performed experiments indicate the proportion of ash ranging from 0,205% to 21,2%. Therefore further attention shall be paid to the research into thermal properties of ash in biofuels used in agricultural practice.

**Acknowledgment.** This paper is published thanks to the project ITEPAg “Application of information technologies to increase the environmental and economical efficiency of production agro-system”. ITMS 26220220014.

## References

1. Andoč, P. Fyzikálne vlastnosti tuhých biopalív. (Dipl. práca). Nitra: SPU, 2013, 66p.
2. Hutla, P., Jevič, P. Prevádzkové skúsenosti, tepelno-technické a emisné vlastnosti pri využití agropalív na lokálne vykurovanie. Journal on Agrobioenergia, 4 (3), 2009, 18-21.
3. Jandačka, J. - Malcho, M. Biomasa ako zdroj energie. Žilina: GEORG, 2007. 78p.
4. Jandačka, J., Malcho, M., Nosek, R. Vplyv pridávania aditív do drevných peletiek na produkciu tuhých znečisťujúcich látok. International Conference: Tepelná technika v teorii a praxi. VŠB-Technical University, Ostrava, Czech Republic, 2011, 80-83.
5. Malat'ák, J. - Vaculík, T. Biomasa pro výrobu energie. 1. vydanie. Praha: ČZU v Praze, 2008. 206p. ISBN 978-80-213-1810-6.
6. Piszczalka, J. Termická konverzia biomasy na palivo. Journal o Agrobioenergia, 5 (4), 2010, 20-22.
7. Rusňák, P., Šmidová, E. Laboratórne analýzy biomasy a biopalív v Technickom a skúšobnom ústave pôdohospodárskom. Journal on Agrobioenergia, 5 (3), 2010, 23-25.
8. Vitázek, I. Technika sušenia v teorii a v praxi - Obilniny. Slovak University of Agriculture, Nitra, SPU, 2011a. 100p. ISBN 978-80-552-0641-7.
9. Vitázek, I. Gravimetrická analýza tuhých biopalív. Journal on Agrobioenergia, 5 (4), 2011b, 23-26.
10. Vitázek, I., Vitázková, B. Zloženie sušiny vybraných tuhých biopalív. International Conference: 30. setkání kateder mechaniky tekutin a termomechaniky. Technical University, Liberec, Czech Republic, 2011, 265-268.
11. STN EN 14774-2 Tuhé biopalivá. Stanovenie obsahu vlhkosti. Metóda sušením v sušiarňi. Časť 2: celková vlhkosť. Zjednodušená metóda.
12. STN EN 14775 Tuhé biopalivá. Stanovenie obsahu popola.
13. STN EN 15148 Tuhé biopalivá. Stanovenie obsahu prchavých látok.
14. STN ISO 1171 Tuhé biopalivá. Stanovenie obsahu popola.

## I. Вітазек , П. Андоч , Б. Вітазкова

*Словацький сільськогосподарський університет, м. Нітра, Словаччина*

### **Гравіметричний аналіз деяких видів твердого біопалива**

Широке визнання і використання поновлюваних джерел енергії є результатом зростання цін на органічне паливо та зусиль, спрямованих на скорочення викидів в атмосферу. Зокрема, тверде біопаливо починає широко використовуватися в якості джерела теплової енергії. Для належного використання цього виду палива необхідно знати його фізичні та хімічні властивості. У роботі представлений гравіметричний метод визначення частки вологи, золи і горючої речовини в різних видах твердого біопалива. Якість палива, в якості джерела енергії, залежить від якості горючої речовини і вмісту невикористовуємих речовин – вологи і золи. Після обробки результати досліджень представлені у вигляді графіків і характеризують якість палива.

**тверде біопаливо, волога, горюча речовина, ясен, гравіметричний метод**

Одержано 27.09.13

УДК 633.63:631.35

**М.П. Волоха, доц., канд. техн. наук, докторант\***  
*Національний авіаційний університет, м.Київ*

## Моделювання технологічних процесів підготовки ґрунту і насіння до сівби цукрових буряків

У даній статті розглянуто особливості моделювання технологічних процесів виробництва цукрових буряків, зокрема передпосівного обробітку ґрунту та сівби. Запропоновано основні принципи моделювання технологічних процесів вирощування цукрових буряків на основі використання моделі сполучення, що дозволяє дослідити взаємозв'язок окремих складових технології в цілому.  
**моделювання, цукровий буряк, технологічний процес, модель сполучення**

**Н.П. Волоха**

*Національний авіаційний університет, г. Киев*

**Моделирование технологических процессов подготовки почвы и семян к посеву сахарной свеклы**

В данной статье рассматриваются особенности моделирования технологических процессов производства сахарной свеклы, в частности предпосевной обработки почвы и посева. Предложены основные принципы моделирования технологических процессов выращивания сахарной свеклы на основе использования модели сопряжения, что позволяет исследовать взаимосвязь отдельных составляющих технологии в целом.  
**моделирование, сахарная свекла, технологический процесс, модель сопряжения**

**Постановка проблеми.** При проведенні однієї з найважливіших операцій вітчизняної індустріальної технології виробництва цукрових буряків (ЦБ) – сівби, відповідно до агротехнічних вимог (АТВ) насіння з високим рівнем одноростковості та лабораторної схожості має розміститись у задалегідь підготовленому ґрунті певної структури, вологості і твердості, на заданій глибині посіву і з рівномірним (у межах заданого допуску) кроком вздовж рядка. Зазначене має позитивний вплив на рівень польової схожості насіння та одночасність (дружність) сходів, що загалом підвищує стартовий розвиток рослин і, як наслідок, урожайність культури.

Висока продуктивність та якість передпосівного обробітку ґрунту досягається при використанні відповідних робочих органів (РО) сільськогосподарської техніки та машин. Отже, розробка і дослідження таких моделей, які розкривають взаємодію показників технологічних процесів та операцій підготовки ґрунту, сівби та збирання врожаю цукрових буряків залежно від параметрів і режимів роботи технічних засобів є актуальним науково-практичним завданням.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У системі технологічних операцій інтенсивної технології вирощування та збирання цукрових буряків виділяють наступні основні технологічні етапи: підготовка ґрунту, підготовка насіння, сівба, вирощування та збирання. Для виконання цих робіт успішно застосовуються різноманітні агрегати та РО.

Нормативами АТВ передбачено, що середня глибина передпосівного обробітку ґрунту має складати 3-5 см з відхиленням  $\pm 1,0$  см при кількості грудочок діаметром до 50 мм не менше 92% [1]. Узагальнюючим критерієм оцінки технологічного процесу

---

© М.П. Волоха, 2013

\* Науковий консультант: Дорошенко Ю.О., проф., д-р техн. наук

сівби ЦБ є рівномірність розміщення схожих насінин вздовж рядка, визначена за коефіцієнтом варіації ( $V, \%$ ) інтервалів, на тлі високої польової схожості насіння. Високі показники польової схожості насінин (82-87%) та рівномірності їх розміщення ( $V = 35-40\%$ ) забезпечуються якісною підготовкою ґрунту і насіння перед сівбою та якістю сівби.

Поверхні РО відомих ротаційних знарядь для розпушування поверхневого шару ґрунту як західноєвропейського (фірми LEMKEN, ROPA – Німеччина; WADERSTAG – Швейцарія та ін.) так і українського виробництва виконані у формі загострених зубців голчастого чи долотоподібного типу, що закріплені на маточинах змонтованих у батареї дисків. Широко розповсюдженими лишаються донині також пасивні клиноподібні лапи різних марок культиваторів (УСМК.– 5,4Б, КОЗР – 8,1 та ін.) для рихлення ґрунту. На основі проведених досліджень був розроблений новий РО ґрунтообробного знаряддя (диск), який відрізняється тим, що поперечний переріз кожного з зубців диска виконаний у вигляді рівнобічної трапеції, а радіальний – прямокутного трикутника, довший катет якого розташований перпендикулярно до осі маточини і перетинається під прямим кутом з довшою основою трапеції [2]. Зуб запропонованої конструкції, перекочуючись у ґрунті, розтягує оброблювану скибу у повздовжньому напрямку і одночасно стискає у поперечному, створюючи при цьому такий напружено-деформований стан ґрунту, при якому відповідно до теорії Кулона-Мора про баланс стискаючих і розтягуючих деформацій забезпечується підвищення технологічних показників кришіння ґрунтового моноліту і зниження енерговитрат, особливо при роботі на твердих чи мерзлих ґрунтах.

Експериментальні порівняльні польові дослідження зразків культиватора з новими РО і серійного культиватора для передпосівного обробітку ґрунту УСМК-5,4Б, проведені весною 2013р. в дослідному господарстві «Шевченківське» Інституту біоенергетичних культур і цукрових буряків НААН показали, що розроблені РО не поступаються серійним, а за щільності ґрунту  $1,2-1,3 \text{ г/см}^3$  та вологості 16–18,5% і глибини обробітку 3,0-3,5см суттєво їх переважають (у середньому на 4-6% – за кількістю грудочок діаметром до 50 мм у розпушеному шарі ґрунту).

Процес підготовки до сівби насіння (сировини) є складним. На насінневих заводах воно очищується від механічних домішок, шліфується, проходить калібрування на тріерах і розподіляється на 3 – 4 фракції по діаметру та обробляється розчином захисних речовин. Вочевидь, маса таких насінин в межах однієї фракції не буде однаковою [3], внаслідок чого траєкторія їх польоту при висіві, наприклад, висівним апаратом вітчизняної пневмосівалки УПС-12 (ВАТ "Червона зірка", м. Кіровоград) теж буде різною, як показано у [4].

На УкрНДПВТ проведені польові дослідження, в результаті яких доведено, що зі збільшенням швидкості руху сівалки і норми висіву рівномірність розміщення насіння у ґрунті по довжині рядка погіршується. На основі статистичної обробки отриманих даних встановлено залежності коефіцієнту варіації розміщення насіння від швидкості руху сівалки та норми висіву [5].

Таким чином, якість технологічних процесів підготовки ґрунту та сівби загалом визначається агрокліматичними умовами, якістю насіння, вибором РО культиватора та сіялки з урахуванням показників АТВ. Отже, технологічні процеси вирощування ЦБ обумовлюються керованими (параметри РО, насіння) та некерованими (природні умови) факторами.

Разом з тим, першочерговою задачею сучасного аграрного виробництва є впровадження ресурсозберігаючих, екологічно безпечних технологій обробітку сільськогосподарських культур. Це обумовлює необхідність досліджень, у тому числі комплексу технологічних операцій передпосівного обробітку ґрунту та сівби щодо обґрунтування раціонального поєднання існуючих прийомів та засобів, РО

грунтообробних і посівних машин для забезпечення стійкості показників АТВ та технологічного процесу.

**Метою даної роботи** є розробка математичної схеми для моделювання та дослідження взаємовпливу процесів передпосівного обробку ґрунту та сівби і технічних засобів для їх виконання на показники польової схожості насіння та точності розміщення сходів, а також ефективності "стартового" розвитку рослин, що є запорукою доброго подальшого розвитку рослин і отримання високої врожайності.

**Моделювання технологічного процесу.** Серед багатьох форм зв'язків між явищами важливу роль грає причинна, сутність якої складається в породженні одного явища іншим. Кожний результативний показник залежить від численних і різноманітних факторів. Звідси важливим методологічним питанням в аналізі господарської діяльності є вивчення й вимір впливу факторів на величину досліджуваних показників.

Статистичне моделювання широко застосовується для вивчення стохастичних об'єктів. Факторний аналіз є одним з розділів багатомірного статистичного аналізу. У загальному вигляді схему проведення факторного аналізу можна представити у вигляді, наведеному на рисунку 1. Основними задачами факторного аналізу є наступні:

- відбір факторів, що визначають досліджувані результативні показники;
- класифікація й систематизація факторів з метою забезпечення комплексного й системного підходу до дослідження їхнього впливу на результати господарської діяльності;
- визначення форми залежності між факторами й результативним показником;
- моделювання взаємозв'язків між результативним і факторним показниками;
- розрахунок впливу факторів і оцінка ролі кожного з них у зміні величини результативного показника;
- робота з факторною моделлю (практичне її використання).

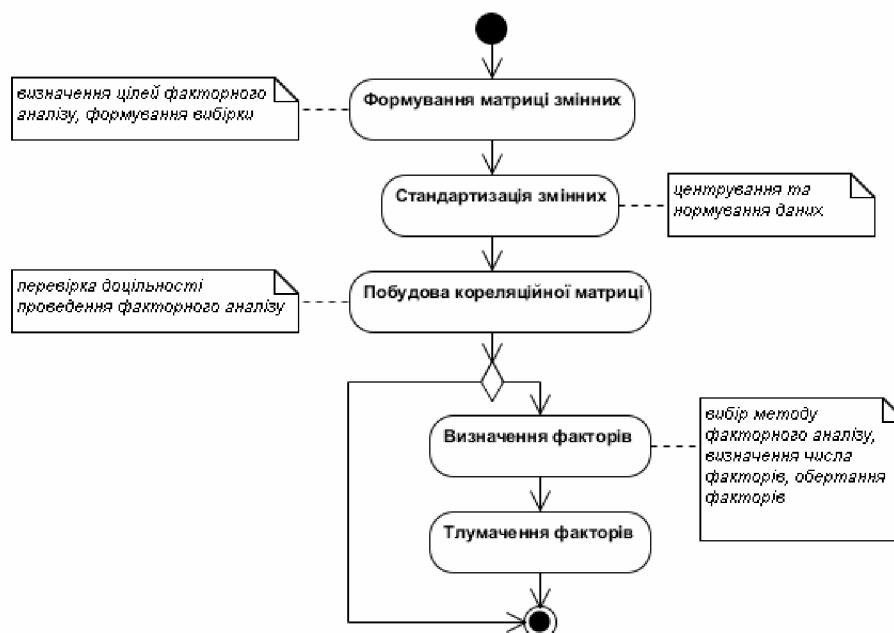


Рисунок 1 – Загальна схема проведення факторного аналізу

Однією з принципових проблем моделювання складних систем є проблема одночасного моделювання різних видів процесів. Проблема полягає в тому, що математичні схеми для моделювання різних видів процесів не сполучаються одна з одною, що не дозволяє отримати узагальнену модель складної системи. Це також

відноситься до технологічного процесу підготовки ґрунту та сівби ЦБ, який є гетерогенним та стохастичним.

Будь-яка складна система, як правило, передбачає наявність великої кількості елементів, між якими встановлюються різноманітні зв'язки. По зв'язках у вигляді деяких сигналів передається інформація, яка використовується для функціонування як окремих елементів, так і для системи в цілому. Зв'язки забезпечують «міцність» системи і тому є важливим «будівельним матеріалом» для системи, який обов'язково повинен враховуватися при побудові моделі системи. Наявність зв'язків якраз і враховується в моделях сполучення. При побудові моделей сполучення використовуються наступні передумови і припущення [6].

Щоб зосередитися на зв'язках між елементами, самі елементи подаються у вигляді моделі «чорний ящик» – на вхід елемента подається вхідний сигнал  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ , де кожна характеристика вхідного сигналу  $x_i (i \in \overline{1, n})$  має свою область визначення  $X_i$ , тобто  $x_i \in X_i$ , а на виході елемента виникає вихідний сигнал  $y = (y_1, y_2, \dots, y_r)$ , де  $y_l \in Y_l (l \in \overline{1, r})$ , тобто кожна характеристика вихідного сигналу також має свою область визначення.

Для прийому вхідного сигналу  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)$  елемент системи  $e_j (j \in \overline{1, N})$  має набір вхідних контактів  $[X_i^j]_1^{n_j}$ , де контакт  $X_i^j$  призначений для прийому  $i$ -ї характеристики вихідного сигналу, тобто для прийому  $x_i$ , а  $n_j$  – число вхідних контактів, яке у кожного елемента може бути індивідуальним.

Для видачі вихідного сигналу  $y = (y_1, y_2, \dots, y_r)$  елемент системи  $e_j (j \in \overline{1, N})$  має набір вихідних контактів  $[Y_l^j]_1^{r_j}$ , де контакт  $Y_l^j$  призначається для видачі  $l$ -ї характеристики вихідного сигналу, тобто для видачі  $y_l (l \in \overline{1, r})$ , а  $r_j$  – число вихідних контактів, яке у кожного елемента може бути індивідуальним.

Таким чином, елемент системи подається схемою на рис. 2.

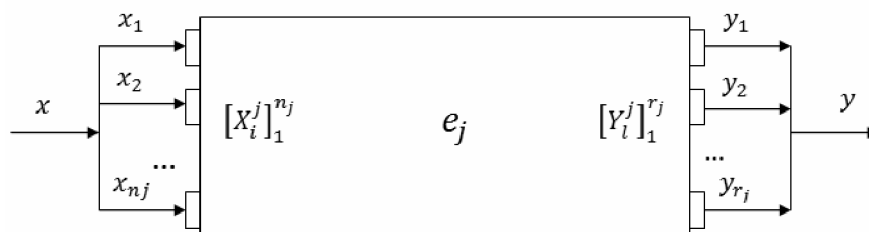


Рисунок 2 – Графічне подання елемента системи в моделях сполучення

Припускається далі, що сигнали передаються по зв'язках у вигляді елементарних каналів незалежно один від одного. При цьому до кожного вхідного контакту підключається не більше одного каналу, а з вихідного контакту виходить будь-яке число каналів за умови, що вони направляються до різних елементів системи. Зроблене припущення дозволяє уникнути накладення сигналів, що надходять від різних джерел, один на одний.

Зовнішнє середовище для розглянутої системи у вигляді сукупності елементів  $S = \{e_j | j \in \overline{1, N}\}$  може бути подане двома основними способами. Відповідно до першого способу зовнішнє середовище уявляється одним окремо обраним елементом. Зазвичай для цього елемента  $j = 0$ , тобто зовнішнє середовище визначене елементом  $e_0$ , який, як

і елементи системи, характеризується наборами вхідних і вихідних контактів –  $[X_i^o]_1^{n_0}$ ,  $[Y_i^0]_1^{r_0}$ .

Якщо зовнішнє середовище має вигляд окремо обраного елемента, то вся множина вхідних контактів і множина вихідних контактів усіх елементів системи і зовнішнього середовища визначаються як

$$[X_i^j]_N = \bigcup_{j \in \overline{0, N}} [X_i^j]_1^{n_j}; \quad [Y_i^j]_N = \bigcup_{j \in \overline{0, N}} [Y_i^j]_1^{r_j}.$$

Відповідно до другого способу зовнішнє середовище подається множиною елементів, що називаються джерелами сигналів, і множиною елементів, що називаються споживачами (приймачами) сигналів. Кожне джерело сигналів  $\{e_{0k} \mid k \in \overline{1, k^*}\}$  характеризується набором вихідних контактів  $[Y_i^{Ok}]_1^k$  ( $k \in \overline{1, k^*}$ ), а кожен споживач сигналів  $\{e_{oj} \mid j \in \overline{1, j^*}\}$  характеризується набором вхідних контактів  $[X_i^{oj}]_1^{n_j}$  ( $j \in \overline{1, j^*}$ ).

Якщо зовнішнє середовище подається множинами джерел і споживачів, то в цьому випадку множини вхідних і вихідних контактів усіх елементів системи і зовнішнього середовища визначаються як

$$[X_i^j]_N = \left\{ \bigcup_{j \in \overline{1, N}} [X_i^j]_1^{n_j} \right\} \cup \left\{ \bigcup_{j \in \overline{1, j^*}} [X_i^{oj}]_1^{n_j} \right\};$$

$$[Y_i^j]_N = \left\{ \bigcup_{j \in \overline{1, N}} [Y_i^j]_1^{r_j} \right\} \cup \left\{ \bigcup_{k \in \overline{1, k^*}} [Y_i^{ok}]_1^{r_k} \right\}.$$

На основі множин  $[X_i^j]_N$  та  $[Y_i^j]_N$  вводиться оператор  $R$ , що реалізує відображення  $R: [X_i^j]_N \rightarrow [Y_i^j]_N$ , ( $Y_i^k = R(X_i^j)$ ). Оператор  $R$  кожному вхідному контакту  $X_i^j$  ставить у відповідність вихідний контакт  $Y_i^k$ . Фізично це означає, що контакти  $X_i^j, Y_i^k$  зв'язуються елементарним каналом.

Найбільш часто використовується завдання оператора сполучення  $R$  у формі таблиці, рядки якої відповідають номерам вхідних контактів ( $i$ ), а стовпці відповідають номерам елементів системи і зовнішнього середовища з вхідними контактами ( $j$ ). На перетині рядка з індексом  $i$  та стовпця з індексом  $j$ , що відповідає вхідному контакту  $X_i^j$ , записується пара індексів  $(k, l)$ , де  $k$  вказує на номер елемента системи або зовнішнього середовища, а  $l$  – на номер вихідного контакту  $Y_l^k$ , з яким контакт  $X_i^j$  зв'язується елементарним каналом.

Таким чином, моделювання взаємозв'язків між операціями технологічних процесів передпосівного обробку ґрунту та сівби пропонується провести на основі наведеної моделі сполучення. Як елементи моделі будемо розглядати окремі технологічні операції, які можна моделювати як «чорний ящик». Вхідні контакти відображають фактори, які за даними емпіричних досліджень суттєво впливають на результативні показники. Залежність між факторами та результативними показниками (вихідні контакти) визначається відповідно до обраного РО та технології.

Враховуючі результати проведених досліджень [2-5], у якості основних факторів впливу на ефективність стартового розвитку рослин ЦБ можна виділити: щільність та вологість ґрунту, рівномірність глибини розпушеного поверхневого шару ґрунту при проведенні передпосівного обробітку і задана фракційність грудочок, точність висіву і заробки насіння у ґрунті як по глибині, так і по довжині рядка. Це фактори, які визначають «входи» моделі сполучення та відображають інформацію, яка поступає із зовнішнього середовища, бо обумовлюється АТВ та природними умовами.

З іншого боку, ефективність досліджуваної технології залежить від параметрів РО використовуваних машин, що визначається такими параметрами як: глибина обробітку, ширина захвату знаряддя, швидкість руху культиватора – для передпосівного обробку, та швидкість руху сівалки і глибина заробки та норма висіву насіння – для сівби. Найбільш значимими критеріями оцінювання технологічного процесу можна визначити: рівень польової схожості та рівномірність розміщення рослин вздовж рядка.

Отже, для дослідження взаємодії окремих технологічних операцій передпосівного обробітку та сівби необхідно визначити усі технологічні етапи та формалізувати зв'язки між ними, тобто провести декомпозицію технологічного процесу, що є предметом подальших досліджень. У якості елементів моделі сполучення пропонується використовувати вже отримані автором моделі залежності між параметрами та показниками технологічних процесів передпосівного обробітку ґрунту та сівби.

**Висновки.** Дослідження технологічних процесів вирощування ЦБ, зокрема передпосівного обробітку ґрунту та сівби, показало необхідність у комплексному моделюванні технологій з метою визначення та обґрунтування ресурсозберігаючої та екологічної технології вирощування ЦБ з використанням новітніх досягнень у розвитку сільськогосподарської техніки. У якості математичної схеми для моделювання взаємовпливу окремих операцій технології вирощування та збирання ЦБ пропонується математична модель сполучення, яка дозволяє на основі декомпозиції складного стохастичного гетерогенного технологічного процесу зосередитися на зв'язках між окремими технологічними операціями (елементами), які моделюються за кібернетичним принципом (чорний ящик). Результати експериментальних випробувань, оброблені на основі багатофакторної моделі, дозволяють побудувати залежності «чорних ящиків». Комплексна оцінка технологічного процесу можлива за умов проведення стохастичного моделювання, що є предметом подальших досліджень.

## Список літератури

1. Буряківництво. Проблеми інтенсифікації та ресурсозбереження / [За ред. В. Ф. Зубенка] - К.: НВП ТОВ Альфа-стевія ЛТД, 2007. – 486 с.
2. Пат. 47743 Україна, В08В 9/00. Робочий орган ґрунтообробного знаряддя (диск) / Юрчук В.П., Волоха М.П., Болдирєва Л.В.; Національний авіаційний університет; опубл. 25.02.2010, Бюл. №4.
3. Пат. 55133 Україна, 7А01С1/00. Пристрій для підготовки насіння до сівби / Роїк М.В., Войтюк П.О., Волоха М.П.; Інститут цукрових буряків УААН; опубл. 17.03.2003р., Бюл.№3.
4. Дорошенко Ю.О. Моделювання траєкторії польоту насінини при сівбі висівним апаратом пневматичного типу / Ю.О. Дорошенко, М.П. Волоха // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Прикладна геометрія та інженерна графіка. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. - Вип.4, т. 55. - С. 81-86.
5. Волоха М.П. Швидкість руху сівалки, норма висіву і точність розміщення насіння / М.П. Волоха, П.О. Войтюк // Цурові буряки. – К.: ЩБ УААН, 1999.- №3,- С.12.
6. Бусленко В.Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем / В.Н. Бусленко. – М.: Наука, 1977. – 240 с.

### Mykola Volokha

*National aviation university, Kiev*

### Modeling Technological Processes of Soil and Seeds Preparation for Sowing Sugar Beetroots

The objective of the work is elaboration of mathematic scheme for modeling and research of mutual influence of pre-sowing treatment of soil, sowing and technical means for carrying it out on indicators of germination in the field and accuracy of seedling placement including the efficiency of “start” development of plants. This assures further good growth of plants and high productivity.

On the basis of the analysis of experimental data and analytical dependence we suggested basic principles for modeling technological process for growing sugar beetroots using connectivity model which allows researching the interrelation of separate components of the technology.

The research of technological processes of growing sugar beetroots especially pre-sowing treatment of soil and seeds, showed the necessity in complex modeling of technologies in order to define and ground resource saving and ecological technology of sugar beetroot growing using modern achievements in the development of technical devices. As mathematic scheme for modeling interrelation of separate stages of technology for growing and harvesting sugar beetroots we suggest mathematic model of connectivity which allows concentrating on the relations of separate technological operations (elements) that are modeled according to cybernetic principle (black box). This is done on the basis of decomposition of complex stochastic heterogenic technological process.

The results of experimental testing which were processed on the basis of multifactor model allow forming dependences of "black boxes". Complex assessment of technological process is possible in case of carrying out stochastic modeling which is the subject for further research.

**modeling, sugar beet, technological process, conjugacy model**

Одержано 27.10.13

**УДК 631.354.2**

**С.М. Герук, доц., канд. техн. наук**

*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААНУ*

**С. В. Пустовіт, асист.**

*Житомирський національний агроекологічний університет*

## **Визначення циркуляції вороху у молотарці зернозбирального комбайна**

Викладено методику визначення закономірності циркуляції колосового вороху в молотарці комбайна, яка проводилась на експериментальній установці. Описано спосіб забарвлення насіння для визначення циркуляційних процесів.

**циркуляція, експериментальна установка, травмування**

**С.Н. Герук**

*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААНУ*

**С.В. Пустовіт**

*Житомирський національний агроекологічний університет*

**Определения циркуляции вороха в зерноуборочном комбайне**

Изложено методику изучения закономерности циркуляции колосового вороха в молотилке комбайна, которая проводилась на экспериментально-лабораторной установке. Описан способ окраски семян для изучения циркуляционных процессов.

**циркуляция, экспериментальная установка, травмирование**

### **Постановка проблеми**

Головною задачею агропромислового комплексу України являється збільшення валового збору зерна, а основними шляхами її вирішення є підвищення урожайності і зменшення втрат.

Аналіз стану механізації збирання зернових культур показав, щонайближчим часом домінуючими залишаться комбайнові способи збирання зернових культур. Тому наукові дослідження і конструкторські розробки спрямовані на подальше підвищення

пропускної спроможності комбайнів, яка значною мірою залежить від конструктивних і режимних параметрів очищення.

Із збільшенням кількості циклів зростає шлях проходження вільно обмолоченого зерна в технологічній схемі зернозбирального комбайна, кількість механічних дій на нього і подача на повторний обмолот призводять до збільшення рівня травмування і втрат.

На якісні показники насіння впливає рівень травмування зерна, що відбувається на різних стадіях його виробництва, а особливо під час збирання.

Технологія збирання зернових культур, а також рівень травмування зерна залежить від конструкції збиральних машин, режиму роботи їх робочих органів та фізико-механічних властивостей зерна.

При роботі зернозбиральної машини ряд факторів впливає на травмування зерна: колова швидкість барабана, його діаметр, подача хлібної маси в молотарку комбайна, молотильні зазори між барабаном та підбарабанням.

Проблема забезпечення високої пропускної здатності збиральних машин та зменшення рівня травмування зерна пов'язана з удосконаленням їх конструктивних особливостей.

Тому проведення досліджень, з метою зниження травмування зерна під час збирання та урахуванням конструктивних особливостей збиральних машин, є актуальним.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій**

На даний час є велика кількість наукових праць, пов'язаних з дослідженням травмування зерна під час збирання.

У формування теорії та проведенні досліджень, з метою зниження травмування зерна під час збирання, значний внесок зробили: О. П. Тарасенко, В. П. Мартіросова, А. Н. Пугачов та інші [3], [4], [5].

У наукових працях А. Н. Пугачова досліджено вплив діаметра барабана та кількості бичів на рівень травмування зерна.

Н. С. Сухом'яса дослідив, що зміна молотильних зазорів, а також швидкість подачі хлібної маси в молотарку суттєво впливають на рівень травмування зерна.

Одним із істотних недоліків збиральних комбайнів, що впливає на травмування зерна, є наявність циркулюючого навантаження – виходу вороху в колосовий шнек і його повернення в молотарку. Це веде до збільшення завантаження молотарки, росту втрат і травмування зерна.

Дослідженнями В. М. Урайкіна [1] встановлено, що 7 - 15% поданої в молотарку хлібної маси повертається на повторну обробку, а в деяких випадках і більше. Вміст вільного зерна в циркулюючому вороху досягає 50%, а при збиранні хлібів на полях з крутизною схилів  $\theta^0$  в колосовий шнек потрапляє більше 40% вимолоченого зерна [2].

**Формування цілей.** Метою роботи являється пошук шляхів ефективного зниження травмування зерна при збиранні, дослідження процесу циркуляції і сепарації компонентів колосового вороху.

#### **Виклад основного матеріалу**

Закономірність циркуляції вороху в молотарці комбайна може бути вивчена при роботі ряду паралельно встановлених очищень з передачею колосового вороху до кожної наступної з них. Зерно, що завантажуються на перше очищення, забарвлюється спеціальним барвником.

Методика забарвлення була наступною. Для забарвлення готували спеціальний плівкостворюючий склад, що містить сіль Na КМЦ (натрій карбоксемітил – целюлоза) ДСТУ 2240-95 марки 85/600. Він є дрібнозернистим або порошкоподібним препаратом білого кольору, іноді з жовтуватим відтінком і аніліновий барвник зеленого кольору.

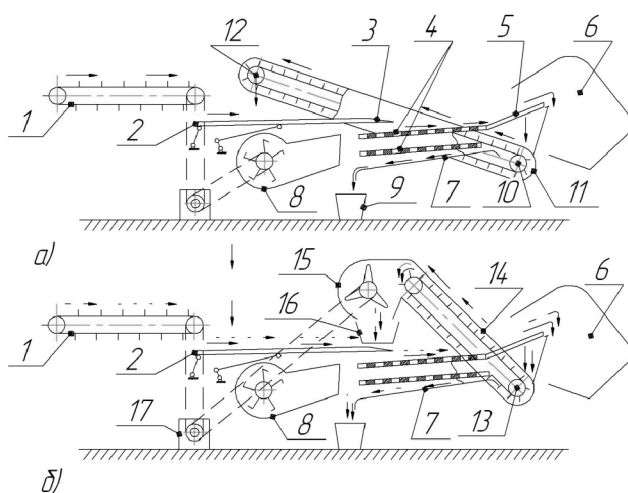
Витрата готового розчину 10 л на 1 тонну. Витрата компонентів на 1 тонну насіння : На КМЦ - 0,2 кг, барвника - 2,0 кг. Потрібну кількість На КМЦ розчиняли в гарячій воді (+ 70...75° С) до повного розчинення, потім додавали аніліновий барвник у необхідній кількості, ретельно розмішуючи розчин. Фарбування здійснювали в місткості циліндричної форми, завантажуючи її зерном на 2/3 об'єми. Насіння забарвлювали порціями по 25 кг, тому для фарбування було потрібно 0,25 л розчину на кожну порцію. Місткість обертали з частотою 60 хв<sup>-1</sup> впродовж 10...15 хв., потім зерно висипали на брезент шаром не більше 0,1м, просушуючи впродовж 25 хвилин до вологості 16%. Вологість зерна визначали за допомогою вологоміра WiLe - 65.

Підготовлене таким чином зерно використовували для вивчення закономірності циркуляції вороху молотарці комбайна і її впливу на показники роботи очищення. Для цього нами була розроблена і виготовлена установка, що дозволяє визначити величину циркулюючого навантаження впродовж трьох циклів.

Загальний вигляд експериментальної установки представлено на рис. 1, а її схему приведено на рис. 2. а, б.



Рисунок 1 – Загальний вигляд експериментальної установки



- а) – відповідно без дообмолочувального пристрою;  
 б) – відповідно з дообмолочувальним пристроєм;  
 1 – полотняно-планчастий транспортер; 2 – транспортна дошка; 3 – подовжувач;  
 4 – жалюзійні решета; 5 – подовжувач верхнього решета; 6 – половозбірник;  
 7 – скатна дошка; 8 – вентилятор; 9 – зернозбірник; 10, 13 – колосовий шнек;  
 11 – колосовий елеватор; 12 – малий колосовий шнек; 14 – колосовий елеватор;  
 15 – дообмолочувальний пристрій; 16 – збірка колосового вороху; 17 – привідна станція

Рисунок 2 – Схема експериментальної установки

Експериментальна установка виготовлена з вузлів і деталей очищення зернового вороху комбайна СК-5 «Нива», а також колосового шнека, колосового елеватора і домолочуючого пристрою комбайна КЗС – 9-1 «Славутич». Режим роботи робочих органів відповідав режиму, встановленому для комбайнів.

Дана установка (рис.2) складається з живильного полотняно-планчатого транспортера 1, транспортної дошки 2 з подовжувачем 3, жалюзійних решіт 4, подовжувача верхнього решета 5, половозбірника 6, скатної дошки 7, вентилятора 8, зернозбірника 9, колосового шнека 10, елеватора 11, малого колосового шнека 12, колосового шнека 13, елеватора 14, домолочуючого пристрою 15, збірки колосового вороху 16 і приводній станції 17. Привід вузлів експериментальної установки здійснювався від двох електродвигунів потужністю 7,5 кВт. Для проведення дослідів приготувану суміш вороху рівномірно укладали на живильні транспортери 1. При цьому зерно, що входить в суміш вороху, укладеного на транспортер першого очищення, забарвлювали спеціальним барвником. При включенні в роботу першого очищення живильний транспортер 1 подавав ворох на транспортну дошку 2, переміщуючись по якій, він по пальцевому подовжувачу 3 поступав на верхнє жалюзійне решето 4. На решетах ворох продувався повітряним потоком, що нагнітається вентилятором 8 і очищався від легких домішок.

Зерно по скатній дошці 7 поступало в зернозбірник 9, а половина з деякою кількістю зерна - на подовжувач верхнього решета 5, де вільне забарвлене зерно і частина полови потрапляли в колосовий шнек 10. Інша частина полови з деякою кількістю зерна поступала в половозбірник 6 (зерно, що зійшло в половозбірника, є втратами першого очищення). Колосовий ворох по елеватору 11 малим колосовим шнеком 12 подавався на друге очищення. До моменту виходу колосового вороху з малого колосового шнека в роботу включалося друге очищення. Колосовий ворох, поданий живильним транспортером 1, змішувався на транспортній дошці з ворохом, що вийшов з малого колосового шнека першого очищення, і переміщуючись по пальцевому подовжувачу 3, поступав на верхнє жалюзійне решето 4. На решетах він також продувався повітряним потоком, що нагнітається вентилятором 8 і очищався. Суміш забарвленого і чистого зерна по скатній дошці 7 подавалася в зернозбірник 9. Половина з деякою кількістю зерна потрапляла на подовжувач верхнього решета 5, де суміш зерна і частина полови поступала в колосовий шнек 13, інша частина полови з деякою кількістю зерносуміші збиралася в половозбірник 6 (зерно, що опинилося в половозбірнику другого очищення, є втратами другого очищення).

Ворох, що потрапив в колосовий шнек 13, колосовим елеватором 14 подається у збірку колосового вороху 16. На рисунку 2 показано очищене зерно, що потрапило в колосовий шнек другого очищення. Досліди проводили при подачі вороху очищення 3 і 6 кг/с. При цьому подача штучно приготованої суміші здійснювалася на транспортні дошки грохотів експериментальної установки полотняно-плівчастими транспортерами завдовжки 5м.

При постійній довжині і швидкості руху транспортерів величину подачі регулювали зміною товщини маси на транспортерах. Для забезпечення тривалості досліду впродовж 20с швидкість транспортера становила 0,142 м/с. При цьому створювалися умови для отримання сталого режиму протікання технологічного процесу.

Після кожної повторності визначали масу зерна, що потрапило в зерновий і колосовий шнек першого і другого очищень, а також зерна, що зійшло з половиною. За отриманими даними визначали кількість зерна, що потрапило з кожного з перерахованих елементів, і втрати після його очищення.

Втрати зерна від невитрясу визначали за наступною методикою. Усю половиною, що зійшла з очищення, просіювали на решеті, зерно очищали від дрібних домішок на

повітряній колонці «Петкус». Масу зерна зважували на електронних вагах ІW -1 з точністю до 0,02 грам. За отриманими даними розраховували відсоток втрат зерна. Для визначення маси циркулюючого зерна в молотарці комбайна проби відбирали із зернового і колосового шнеків другого очищення (рис.2б). Кожен зразок масою 0,8...1,0 кг забезпечувався етикеткою з позначенням номера досліду, повторності, місця відбору і подачі.

При аналізі маси циркулюючого зерна з кожної проби шляхом хрестоподібного ділення і взяття зразка з різних частин брали три порції по 0,050 кг. Зразки на розбірних дошках ділили на три групи: забарвлене зерно, незабарвлене і домішки. За отриманими даними визначали масу циркулюючого зерна у відсотках від поданого. Кількість зерна, що подається на друге очищення, розраховували як різницю між поданим на очищення і таким, що потрапило в зерновий шнек, а також зерном, що зійшло з очищення з половиною.

### **Висновки.**

1. Розроблена конструкція експериментальної установки дозволяє вивчити циркуляцію вороху в молотарці комбайна впродовж трьох циклів.

2. Величина циркулюючого навантаження залежить від вмісту домішок у воросі, його кількості, що подається на очищення, і режимів її роботи.

3. Розроблений спосіб забарвлення насіння може бути використаний при вивченні циркуляційних процесів в молотарках, дробарках і ряду інших машин.

4. Препарат Na KMЦ можна використовувати при підготовці насіння до посіву з метою зниження витрати тукоподібних добрив.

### **Список літератури**

1. Урайкин В.М., Косилов Н.И., Степичев М.Г. Влияние циркулирующих нагрузок на качество работ молотильно-сепарирующих устройств комбайнов" Тр./ЧИМЭСХ. - Вып.95. – С. 22-31.
2. Шпокас Л. "Исследование работы колосового элеватора СК-5 "Нива" на холмистых полях" //Науч. тр. / Латв. с.-х. Акад.- Вильнюс: Москва.-1980. Вып. XXVI, 3(82). - С.24-30.
3. Тарасенко А.П., Снизжение травмирования семян при уборке и после уборочной обработке. – Воронеж : ФГОУ ВПО ВГАУ, 2003. – С.310-314.
4. Мартиросова В.П., Травмирование семян зерновых культур при обмолоте. ТСХА. -1965. С. 51-56.
5. Пугачев А.Н., Повреждение зерна машинами. - М.: Колос, 1976. – С. 315-320.

### **Stanislav Geruk**

*NNC «Institute for Agricultural Engineering and Electrification»*

### **S. Pustovit**

*Zhytomyr National Agroecological University*

### **The way of determination of the heap circulation in the machine cutting unit's thresher**

The determination methods of regularity of the ear heap circulation, which were held at the experimental laboratory plant, are explained. The way of the seed colouring for circulation processes determination is described.

Conformity to law of circulation lots in the threshing machine of combine can be studied during work of row of the parallell set cleanings with a transmission ear lots to every following from them. The purpose of work is a search of ways of effective decline of injuring of grain at collection, research of process of circulation and separacii of components ear lots.

Geared-up thus grain was used for a study conformity to law of circulation lots in the threshing machine of combine and its influence on the indexes of work of cleaning. For this purpose by us was the developed and made setting, that allows to define the size of the circulatory loading during three cycles.

**circulation, experimental setting, injuring**

Одержано 17.10.13

УДК 62-752+62-755:641.514.7-83:006.354

**В.В. Гончаров, доц., канд. фіз.-мат. наук, Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Технічні рішення із зрівноваження на ходу екстракторів відцентрових соковижималок

Викладені технічні рішення із зрівноваження на ходу кульовими автобалансирами різної конструкції екстракторів (у вигляді циліндричного фільтра-сита) відцентрових соковижималок. Розглянутий процес модернізації соковижималок, принцип дії пристроїв.  
**соковижималка, екстрактор, автобалансир, зрівноваження**

**В.В. Гончаров, Г.Б. Филимоных**  
*Кировоградский национальный технический университет*

**Технические решения по уравновешиванию на ходу экстракторов центробежных соковыжималок**

Изложены технические решения по уравновешиванию на ходу шаровыми автобалансирами разной конструкции экстракторов (в виде цилиндрического фильтра-сита) центробежных соковыжималок. Рассмотрен процесс модернизации соковыжималок, принцип действия устройств.  
**соковыжималка, экстрактор, автобалансир, уравновешивание**

**Вступ.** Для отримання соку з фруктів чи овочів в умовах дому, невеликого господарства, підприємства тощо знайшли застосування електричні відцентрові соковижималки (СВ) з циліндричним ситом [1,2]. Їх недоліком є те, що в процесі роботи СВ мезга нерівномірно розташовується на ситі, в наслідок чого постійно виникає і змінюється значний дисбаланс, що супроводжується шумом і вібраціями корпусу СВ. В даній роботі пропонується зрівноважувати циліндричні сита СВ на ходу кульовими автобалансирами (АБ) різних конструкцій. Такі пристрої [3-6] призначені для автоматичного зрівноваження на ходу швидкообертючих роторів. В роботі пропонуються різні технічні рішення з модернізації СВ вітчизняного і закордонного виробництва, розглядається принцип роботи АБ на СВ.

**1. Огляд СВ з циліндричним ситом та принцип їх роботи.** Розглядається широкий клас відцентрових СВ середньої – СВСП та підвищеної – СВПП продуктивності з корзиною-центрифугою з циліндричними фільтром-ситом (ситом) вітчизняного та зарубіжного виробництва, що випускаються у відповідності до ДСТУ 3141-95 (ГОСТ 18199-95) [7] і розраховані на неперервну переробку великої кількості сировини [1,2].

В таблиці 1 наведено основних виробників та моделей таких СВ. В останній колонці вказано спосіб скидання віджатої маси (мезги) з СВ – напівавтоматичний (н/а) чи ручний. На рис. 1 наведено фотографії СВ з ручним (рис.1, а) та н/а (рис.1, б) скиданням мезги. В СВ другого типу є додатковий пристрій, за допомогою якого при повороті ручки 1 мезга виходить з СВ через отвір 2. Крім того її лоток 3 розташований на певній відстані від осі обертання 4 сита.

Таблиця 1 – Електричні відцентрові СВ з циліндричним ситом та їх виробники

№ п/п	Торгова марка (країна)	Модель	Скид. мезги
1	Olto, м. Миколаїв (Україна)	«Роднічок» СВПП-301М	н/а
2	СЭПО-АВТО, м. Саратов (Росія)	«Славянка» СВПП-301	н/а
3	МЭЗ "Прогресс", м. Мічурінськ (Росія)	«Садовая» СВПП-301, СВШПП-302	н/а
4	Aksion, м. Іжевськ (Росія)	СЦ-11.01, СЦ-22, СЦ-32	н/а
5	Мінський завод ім. Вавілова (Беларусь)	СВПП-301, СВШПП-302, -303; «Садовая» СВСП-301-П	н/а
6	"Электродвигатель", м. Могильов (Беларусь)	«Журавинка» СВСП-102, -102П; «Журавинка» СВСП-301П, -301М	н/а
7	Машзавод, м. Усть-Каменогорськ (Казахстан)	«Ульбинка» СВПП-101	н/а
8	ЗЕПВ "Спектр-Прибор", м. Курськ (Росія)	«Куряночка» СВПП-201; «Дачница» СВПР-201	н/а
		«Соловушка» СВРМ-201	ручне
9	"ОРБИТА", м. Вороніж (Росія)	«Росошанка Дачница» СВПР-201, «Росошанка» СВПР-201 М	ручне
10	ПЕНЗМАШ, м. Пенза (Росія)	«Салют» СВПР-201	ручне
11	Kenwood (Англія, Китай)	JE-900, JE-950	ручне

На рис. 2 показані основні складові СВ з н/а скиданням мезги.

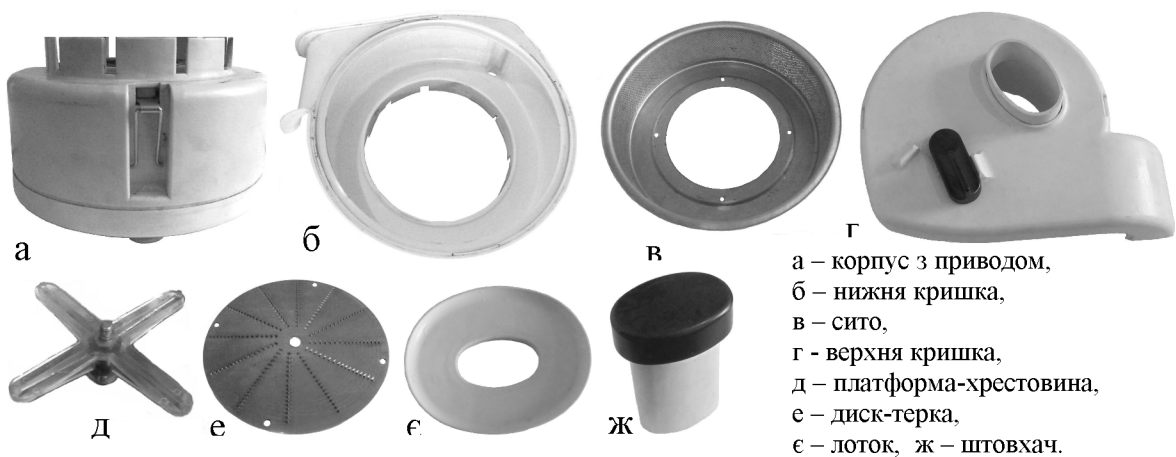
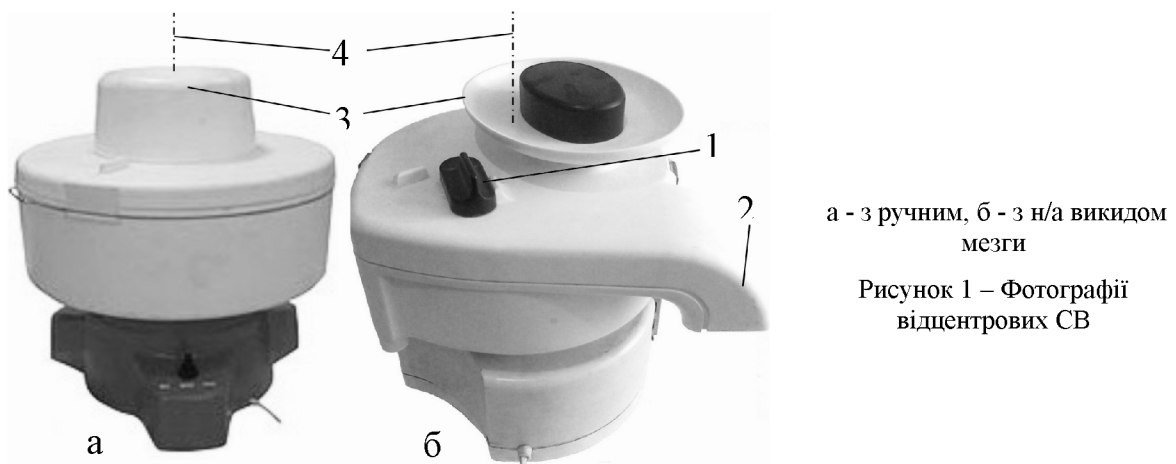
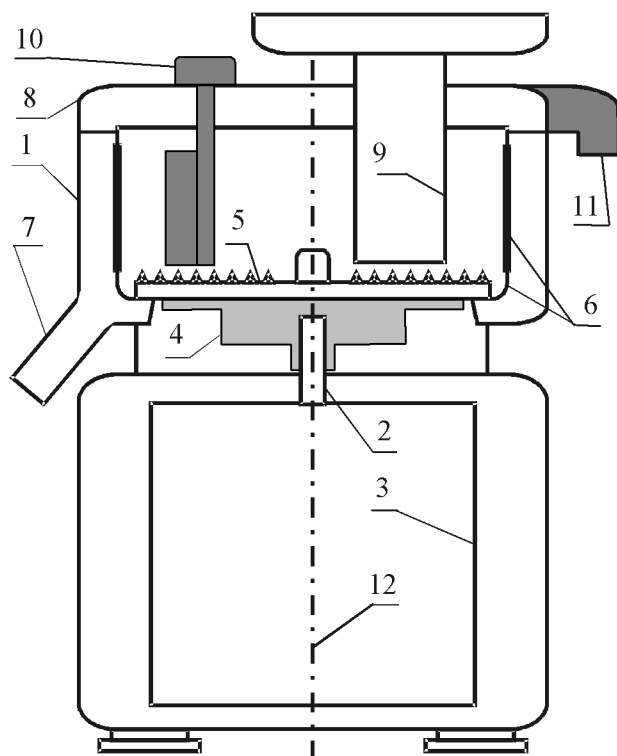


Рисунок 2 – Фотографії основних складових СВ з н/а скиданням мезги

**Принципова схема СВ.** В корпусі 1 (рис.3, [1]) на вал 2 приводу 3 насаджена платформа 4 у вигляді хрестовини або диска, на якій міститься диск-терка 5 і сито 6. В корпусі є отвір 7 для виходу готового соку. Платформа закрыта кришкою 8 з отвором 9 для подачі перероблюваної сировини. В СВ з н/а викиданням мезги є викидний пристрій 10 та отвір для виходу мезги 11.



- 1 – корпус;
- 2 – вал;
- 3 – привід;
- 4 – платформа;
- 5 – диск-терка;
- 6 – сито;
- 7 – отвір для виходу соку;
- 8 – кришка;
- 9 – отвір для подачі перероб. сировини;
- 10 – пристрій для викидання мезги;
- 11 – отвір для виходу мезги;
- 12 – подовжня вісь платформи

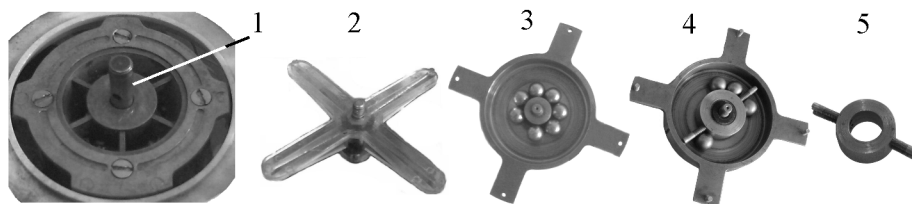
Рисунок 3 – Принципова схема СВ

СВ працює наступним чином: перероблювана сировина через отвір 9 подається на диск-терку 5, подрібнюється і відцентровою силою викидається на сито 6, де з подрібненої маси відділяється сік, який витікає з СВ через отвір 7, і накопичується мезга. При цьому мезга розподіляється на ситі нерівномірно, тому виникає дисбаланс сита і появляються вібрації корпусу. З часом вібрації посилюються і мезгу періодично викидають з СВ: в ручному режимі – зупиняючи СВ, або н/а – за допомогою пристрою 10 через отвір 11. В обох випадках (при зупинці СВ або н/а скиданні мезги) вібрації посилюються. Мезгу приходится викидати досить часто і в невеликих об'ємах, а це знижує продуктивність СВ та процент виходу соку з перероблюваної сировини.

**2. Технічні рішення з модернізації СВ для зрівноваження екстрактора АБ.** Пропонується для зрівноваження екстракторів СВ на ходу застосовувати пасивні АБ. В них у якості корегувальних вантажів можуть використовуватися кулі, ролики, маятники тощо [3-6]. Конструктивно самими простими і надійними у роботі є кульові АБ.

Модернізація СВ показана на прикладі машини вітчизняного виробництва СВПП-201 (рис. 4): на вал 1 приводу замість серійної платформи 2 у вигляді хрестовини насаджується платформа 3 або 4 суміщена з кульовим АБ. СВ при цьому працює наступним чином. Після включення приводу 3 СВ (рис. 3) і до першої подачі перероблюваної сировини через отвір 9 дисбаланс сита 6 відсутній і кулі в пасивному АБ займають положення, при яких дисбаланс АБ теж відсутній. При подачі перероблюваної сировини через отвір 9 мезга накопичується на ситі нерівномірно і утворює дисбаланс сита, який змінюється в процесі роботи СВ, що спричиняє її вібрації. В цей час кулі в АБ самі перерозподіляються і розташовуються таким чином, що сумарний дисбаланс АБ та сита відсутній і вібрації СВ зникають. Процес накопичення мезги може тривати до тих пір поки дисбаланс сита не наблизиться до

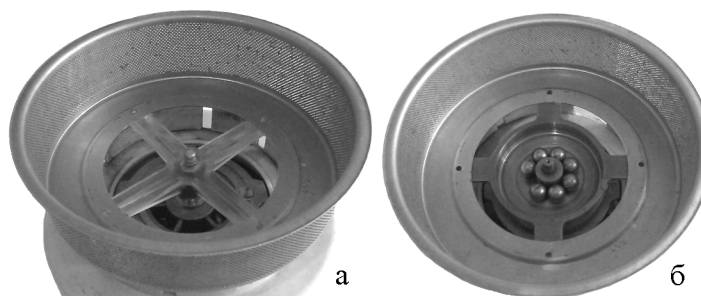
балансувальної ємності АБ – появляться незначні стабільні вібрації. Після чого сито б очищають від мезги як сказано вище.



1 – вал приводу, 2 – серійна платформа у вигляді хрестовини, 3 – платформа суміщена зі звичайним кульовим АБ; 4 – платформа суміщена з кульовим АБ з рухомими перегородками; 5 – рухома втулка з перегородками

Рисунок 4 – Модернізація СВПП-201

Конструкція СВ при такій модернізації принципово не змінюється (див. рис. 5) – робиться заміна тільки однієї деталі. Це дає можливість одночасно випускати СВ як з АБ так і без нього, а також проводити окремий випуск платформ з АБ для встановлення їх на уже продані СВ.



б – на платформі суміщеній зі звичайним кульовим АБ

Рисунок 5 Циліндричне сито: а – на серійній платформі у вигляді хрестовини

Для модернізації СВ можна використовувати кульові АБ різного типу: звичайний кульовий АБ Сирла [4] (рис. 6, а - вид зверху, б - вид з боку); дворядний з нерухомими перегородками [5] (рис. 6, в); однорядний і дворядний з рухомими перегородками [6] (рис. 6, г,д). Тип пасивного АБ не має принципового значення і впливає тільки на швидкість настання автобалансування та балансувальну ємність АБ.

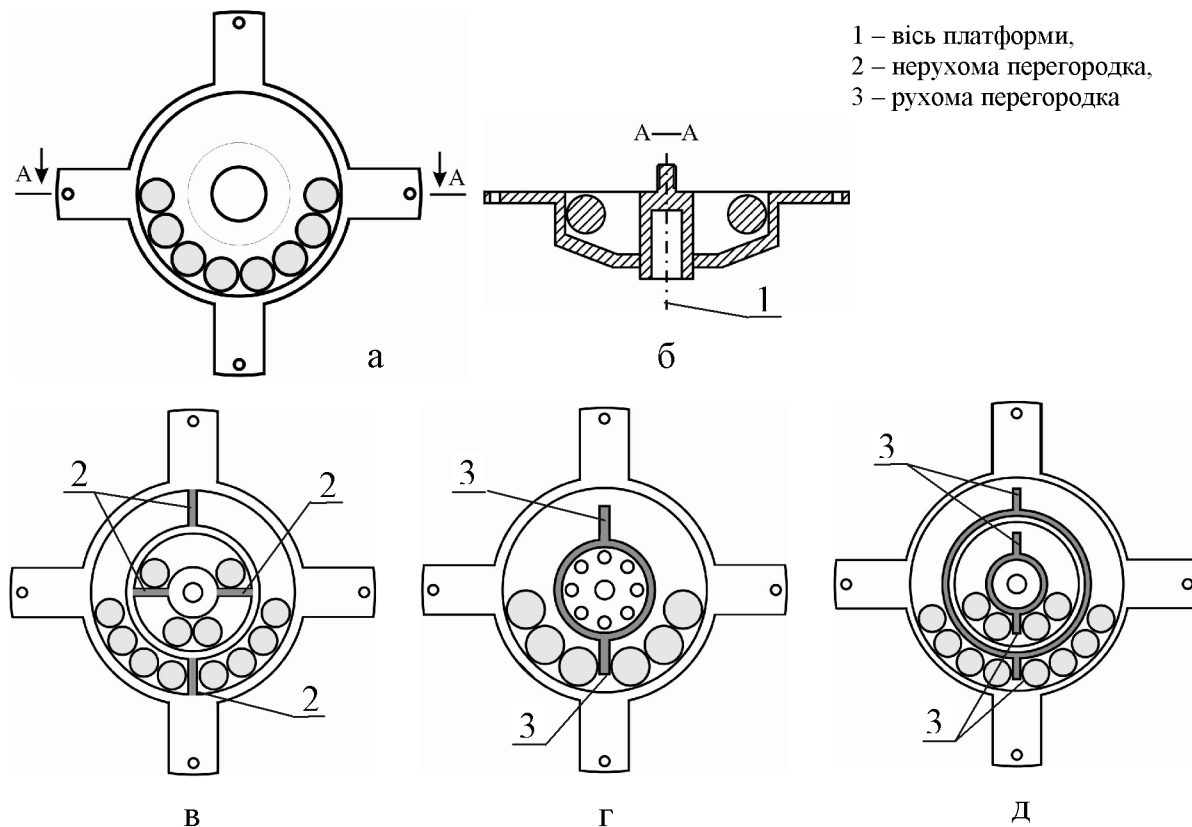
Звичайний кульовий АБ Сирла [4] (див. рис. 6, а, б) добре працює при включенні СВ і в ті моменти, коли швидкість ротора раптово зменшується майже до нуля, кулі при цьому розташовуються біля вала ротора симетрично відносно вала і не вносять додатковий дисбаланс; на великих швидкостях кулі під дією відцентрових сил піднімаються в верхню частину АБ, виходять на бігову доріжку максимального радіуса і, рухаючись по ній, з часом приходять в положення, в якому зрівноважують ротор, займаючи при цьому до половини її периметра; недоліком АБ Сирла є те, що при незначних раптових коливання швидкості ротора кулі можуть вносити додатковий дисбаланс.

Нерухомі 2 та рухомі 3 перегородки (рис. 6 в, д) в кульових АБ забезпечують:

- симетричне розташування куль щодо сита під час розгону, вибігу чи раптової зміни її кутової швидкості обертання;
- гарантований розбіг куль;
- синхронне (нерухомі перегородки 2), або майже синхронне (рухомі перегородки 3) обертання куль разом з ситом.

АБ дворядний з нерухомими перегородками (рис. 6, в) забезпечує цими

перегородками синхронне обертання куль разом з ситом і тому при ньому автобалансування настає найшвидше. Але через нерухомість перегородок пристрій має асиметрію балансувальної ємності у радіальних напрямках. АБ однорядний чи дворядний з рухомими перегородками (рис. 6, г, д) забезпечує цими перегородками майже синхронне обертання куль разом з ситом і симетрію балансувальної ємності пристроїв у радіальних напрямках. АБ однорядний має простішу конструкцію. Оптимальним варіантом електричної відцентрової н/а СВ є варіант із АБ однорядним із рухомими перегородками (рис. 6, г).



а, б – звичайний кульовий АБ Сирла [4] (а - вид зверху, б - вид з боку); в – дворядний АБ з нерухомими перегородками (вид зверху) (патент № 75189 [5]); г – однорядний АБ з рухомими перегородками (вид зверху) (патент № 26788 [6]); д – дворядний АБ з рухомими перегородками (вид зверху)

Рисунок 6 – Платформи сумішені з різними типами АБ

Запропоновані технічні рішення захищені патентом України на корисну модель № 77192 [8].

**Висновки.** Пропонується для боротьби з шумом і вібраціями корпуса електричної відцентрової СВ зрівноважувати її екстрактор на ходу пасивними АБ. При цьому:

1) найкраще застосовувати звичайний кульовий АБ Сирла і кульові АБ з рухомими та нерухомими перегородками, бо ці пристрої забезпечують спокійний розбіг і вибіг ротора;

2) для модернізації СВ пропонується суміщати платформу з АБ;

3) конструкція СВ при такій модернізації принципово не змінюється, бо замінюється тільки одна деталь, що дає можливість одночасно випускати СВ як з АБ так і без нього, а також проводити окремий випуск платформ з АБ для самостійної модернізації вже проданих машин.

## Список літератури

1. Летаев Д.А. Бытовые электроприборы для кухни. Справ. пособие. – Москва: Легпромбытиздат, 1992. – 96 с.
2. Партала О.Н. Справочник по ремонту бытовых электроприборов. - СПб: Наука и техника, 2010. – 400 с.
3. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Філімоніхін Г.Б. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
4. Thearle E. L. Automatic dynamic balancers Part 2 – Ring, pendulum and ball balancers // Machine Design, 1950b, Vol. 22 No 10, pp. 103-106.
5. Пат. 75189 України, МКІ G01M 1/38 Автобалансирующий пристрій: / Г.Б. Філімоніхін, В.С. Майоров (Україна); Г. Б. Філімоніхін, В.С. Майоров. – № 2002032408; Заявл. 27.03.2002; Опубл. 15.03.2006, Бюл.№3.
6. Пат. 26788 України, МПК G01M 1/38 Автобалансирующий пристрій для зрівноваження роторів із похилою віссю обертання / Філімоніхін Г.Б., Яцун В.В., Коваленко О.В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – №200704757; заявл. 27.04.2007; опубл. 10.10.2007, Бюл.№16.
7. Электросоковыжималки бытовые. Общие технические условия. (ГОСТ 18199-83); ДСТУ 3141-95 (ГОСТ 18199-95):1996 – [Действительный с 1996-01-17]. –К.: Держстандарт Украины, 1996. – 23 с. – (Государственный стандарт Украины, межгосударственный стандарт).
8. Пат. 77192 України, МПК G01M 1/32 Електрична центрифужна напівавтоматична соковижималка / Філімоніхін Г.Б., Гончаров В.В.; заявник та патентовласник Кіровоградський нац. техн. університет. – № u201203340; заявл. 20.03.2012; опубл. 11.02.2013, Бюл.№3.

**Valery Goncharov, Gennady Filimonikhin**

*Kirovograd national technical university*

***Technical solutions on an balancing under way extractors of centrifugal juices***

It is offered to counterbalance under way by ball-type auto-balancer of a different design extractors (in the form of cylindrical sieve) of centrifugal juicers.

In article the short review of juicers with an extractor in the form of the cylindrical filter sieve is made, the principle of their work is described. The main problem arising in the course of work of such juicers – emergence of an imbalance and vibrations is specified. For their reduction it is offered to modernize juicers replacement in them one detail. Instead of a serial platform on which the extractor is established, it is offered to use a platform combined with a ball-type auto-balancer. Various technical solutions, principle of operation of auto-balancer are considered at an extractor equilibration.

For modernization it is best of all to use Thearle's ordinary ball-type auto-balancer and ball-type auto-balancer with mobile and motionless partitions.

**juicer, cylindrical sieve, extractor, auto-balancer**

Отримано 21.10.13

УДК 621.565.93

Д.О. Долгіх, асп.<sup>2</sup>, О.С. Ковязін, ст. наук. співр., канд. техн. наук, докторант<sup>3</sup>  
Є.О. Ренсевич, ст. наук. співр.

*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН*

## Результати експериментальних досліджень роботи повітряного ґрунтового теплообмінника

Проведені експериментальні дослідження роботи повітряного ґрунтового теплообмінника, визначені оптимальні параметри при роботі ґрунтового повітряного теплообмінника.  
**геотермальна вентиляція, ґрунтовий теплообмінник, математична модель, теплова потужність**

Д.А. Долгих, А.С. Ковязин, Е. А. Ренсевич

*ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства» НААН*

**Результаты экспериментальных исследований работы воздушного ґрунтового теплообменника**

Проведены экспериментальные исследования работы воздушного ґрунтового теплообменника, определены оптимальные параметры при работе воздушного ґрунтового теплообменника  
**геотермальная вентиляция, ґрунтовый теплообменник, математическая модель, тепловая мощность**

**Проблема.** Забезпечення оптимального мікроклімату в тваринницьких приміщеннях вимагає значних витрат енергії. Усі відхилення від нормативних параметрів повітряного середовища негативно впливають на продуктивність тварин та ефективність виробництва. Внаслідок постійно зростаючої ціни енергоносіїв у всьому світі інтенсивно розвивається альтернативна енергетика: вітрова, сонячна, біогазова, геотермальна і т.д., що свідчить про актуальність розробок у цьому напрямку. Робочими органами геотермальної вентиляції є ґрунтові теплообмінники, що дозволяють використовувати теплову енергію поверхневих шарів ґрунту. Для обґрунтування параметрів геотермальної вентиляції теоретично було визначено теплову потужність ґрунтового теплообмінника [1]. Експериментальне визначення теплової потужності вимагає досить тривалих дослідів у часі, тому, з цією метою була створена експериментальна установка, що дає змогу у повному обсязі провести експериментальні дослідження, результат роботи якої з високою точністю відображає процес тепловідбору з масиву ґрунту.

**Аналіз останніх джерел і публікацій.** В роботі [1] теоретично визначена теплова потужність окремо взятого ґрунтового теплообмінника при різних його діаметрах, що є початком вирішення проблеми. В роботі [2] при визначенні кількості теплоти, одержуваної від системи ґрунтових теплообмінників, їх взаємовплив не враховувався. У дослідженнях [3] експериментально визначено температурне поле ґрунтового теплообмінника. Однак експерименти проводилися на фізичній моделі ґрунтового теплообмінника, що має незмінну довжину і діаметр, а також незмінний тип і вологість ґрунту, що дозволяє стверджувати про достовірність отриманих результатів тільки для певних умов функціонування геотермальної вентиляції.

© Д.О. Долгіх, О.С. Ковязін, Є.О. Ренсевич, 2013

<sup>2</sup> Науковий керівник – Ковязін О. С., ст. наук. співр., канд. техн. наук

<sup>3</sup> Науковий консультант – Шевченко І. А., проф., д-р техн. наук, чл.-кор. НААН

**Мета.** Визначити експериментальним шляхом оптимальні робочі параметри повітряного ґрунтового теплообмінника. Ґрунтуючись на отриманих експериментальних дослідженнях визначити ефективну теплову потужність повітряного ґрунтового теплообмінника.

**Матеріали і методи.** Дослідження проводились на експериментальній установці в приміщенні кролеферми відділу біоекотехнічних систем в тваринництві, розташованому на о. Хортиця. Дані, отримані з багатоканального пристрою моніторингу температури оброблялись за допомогою комп'ютерних програм «Excel» та «Mathematica». Термін проведення досліджень – 1.05.2013 – 1.09.2013. Температура зовнішнього повітря – 18 - 34°C. Тип ґрунту – суглинистий. Вологість ґрунту – 7,4 %. Щільність ґрунту – 1800 кг/м<sup>3</sup>.

**Результати досліджень.** Експериментальна установка (рис.1) складається з вертикального ґрунтового теплообмінника, системи подачі повітря та реєстрації температури зовнішнього і припливного повітря.



Рисунок 1 – Експериментальна установка

Ґрунтовий теплообмінник конструктивно складається з наступних основних частин:

- обсадної поліпропіленової труби, яка розміщена в вертикальній свердловині, а на поверхні має вихідний теплоізолюваний патрубок;
- діаметрально розміщеного в корпусі теплообмінника за допомогою центруючих дистанційних втулок-завихрювачів нагнітаючого повітропроводу;
- нагнітаючого відцентрового вентилятора.

Обсадна труба окрім свого основного призначення виконує роль корпусу теплообмінника і служить як теплообмінна поверхня між ґрунтом і повітрям, яке прокачується в міжтрубному просторі.

По нагнітаючому повітропроводу зовнішнє повітря попадає в нижню частину теплообмінника, а дистанційні втулки-завихрювачі інтенсифікують процес теплообміну між корпусом і повітрям. Вентилятор забезпечує подачу повітря в теплообмінник. Для

регулювання подачі застосовується частотний перетворювач Danfoss VLT Micro Drive M3. Для запису на флеш-пам'ять значень температур зовнішнього і припливного повітря був розроблений багатоканальний пристрій.

Із теоретичного аналізу процесу відбору тепла з масиву ґрунту, можна зробити висновок що його характер залежить від ряду факторів. Відповідно, при експериментальних дослідженнях цього процесу необхідно виходити із технологічних можливостей зміни параметрів, а це потребує проведення великої кількості дослідів. Для скорочення числа дослідів при збереженні достовірності інформації про технологічний процес скористаємося методами теорії планування експериментів (табл. 1).

Таблиця 1 – Параметри, що варіювалися в експерименті по визначенню їх впливу на показники ефективної теплової потужності при роботі геотермальної системи вентиляції

Найменування	Значення		
Позначення фактору	X1	X2	X3
Найменування фактору	Об'ємна подача повітря $Q$ , м <sup>3</sup> /год	Час роботи геотермальної вентиляції $t$ , с	Температура зовнішнього повітря $T_1$ , °С
Верхній рівень фактора (+1)	500	$11 \times 10^6$	34
Основний рівень параметра ( $x_0$ )	375	$5,5 \times 10^6$	29
Нижній рівень фактора (-1)	250	0	24
Інтервал варіювання ( $h_i$ )	125	$5,5 \times 10^6$	5
Функція відгуку	$P$ – ефективна теплова потужність, Вт		

Досліди проводились за планом повного трьох-факторного експерименту ПФЕ  $2^3$ , при варіюванні факторів використовувалась матриця планування експериментів Бокса–Бенкіна [4].

Під час проходження повітря через ґрунтовий теплообмінник воно взаємодіє зі стінками обсадної труби і охолоджується (або нагрівається), відбирає теплову енергію з масиву ґрунту, тому, в якості критерію оптимізації було обрано ефективну теплову потужність геотермальної вентиляції:

$$P = P_m - P_n, \quad (1)$$

де  $P_m$  – термічна потужність геотермальної вентиляції, Вт;

$P_n$  – потужність, яка необхідна для прокачування повітря через геотермальну вентиляцію, Вт.

Потужність, яка необхідна для прокачування повітря через геотермальну вентиляцію, визначалась експериментально за допомогою частотного перетворювача Danfoss VLT Micro Drive M3.

У результаті отримано наступне рівняння регресії, що описує досліджуваний процес за встановленим параметром оптимізації:

$$P_{\text{эф.т.}} = -786,67 + 2,37Q - 0,0055Q^2 - 18,13t - 0,054Qt + 1,57t^2 + 7,998T + 0,0628QT + 0,01545tT + 0,308T^2 \quad (2)$$

Отримане рівняння регресії дозволяє оцінити вплив факторів на тепловідбір з масиву ґрунту при роботі вертикального ґрунтового теплообмінника. За результатами аналізу впливу досліджуваних факторів побудовані поверхні відгуку (рис. 2а, 2б, 2в).

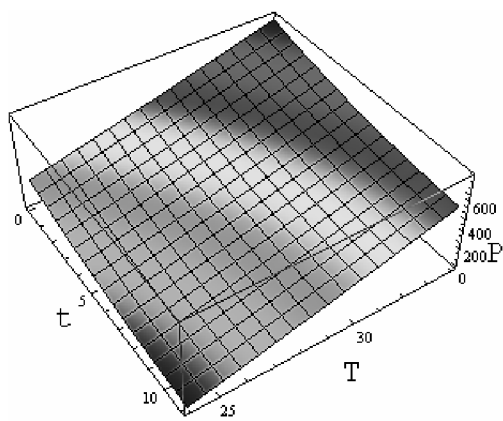


Рисунок 2а – Залежність ефективної теплової потужності від часу функціонування і температури на вході в теплообмінник

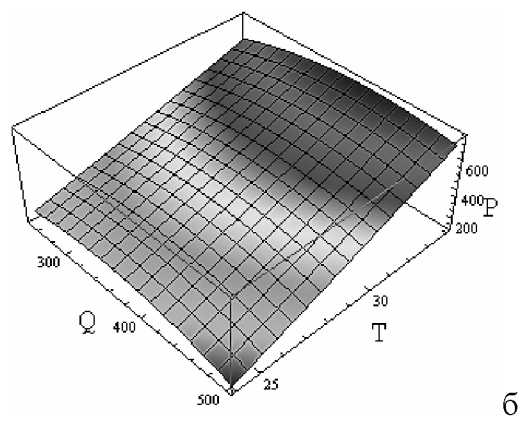


Рисунок 2б – Залежність ефективної теплової потужності від об'ємної подачі повітря і температури на вході в теплообмінник

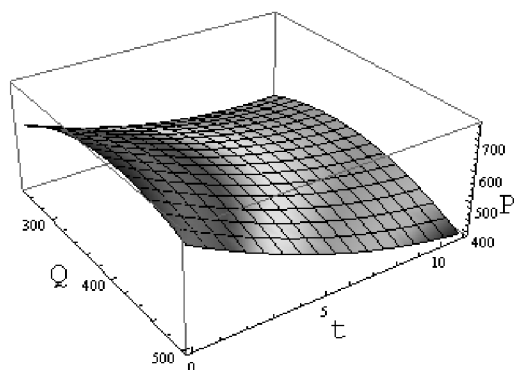


Рисунок 2в – Залежність ефективної теплової потужності від об'ємної подачі повітря і часу функціонування геотермальної вентиляції

Отримане рівняння оптимуму характеризує, що максимальна ефективна теплова потужність ( $P$ , Вт) дорівнює 750Вт при наступних умовах – об'ємна подача повітря ( $Q$ , м<sup>3</sup>/год) дорівнює 403,8м<sup>3</sup>/год; час функціонування геотермальної вентиляції ( $t$ , с) дорівнює 0 с.; температура зовнішнього повітря ( $T$ , °С) дорівнює 34°С.

За чотири місяці роботи повітряного ґрунтового теплообмінника температура на виході з нього поступово підвищувалась, і у кінці дослідження було зафіксовано підвищення температури на 1,8<sup>0</sup>С. Отримані дані свідчать про оптимальність вибору меж досліджуваних параметрів.

**Висновки.** З підвищенням температури на вході в ґрунтовий теплообмінник підвищується вихід теплової енергії. Зі зниженням об'ємної подачі підвищується вихід теплової енергії, але до певної межі (менше 200м<sup>3</sup>/год). Час функціонування геотермальної вентиляції впливає на енерговідбір, чим довше працює повітряний геотермальний теплообмінник тим інтенсивніше відбувається підвищення температури на виході з ґрунтового теплообмінника. Підвищення температури на 1,8<sup>0</sup>С спостерігалось у період 11×10<sup>6</sup>с. (трохи більше чотирьох місяців). Значний вплив на ефективну теплову потужність чинить температура на вході в ґрунтовий теплообмінник, чим вона вище, тим інтенсивніше

відбувається енерговідбір, і ефективна теплова потужність зростає. Отримані оптимальні параметри роботи вертикального ґрунтового теплообмінника:  $P=750\text{Вт}$ , при  $Q=403,8\text{м}^3/\text{год}$ ,  $t=0\text{ с.}$ ,  $T_1=34^\circ\text{C}$ .

## Список літератури

1. Ковязин А. С. Теоретическое определение тепловой мощности ґрунтового теплообменника / А. С. Ковязин, И. Г. Величко, Д. А. Долгих // Збірник наукових праць Інституту механізації тваринництва НААН «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві». – Вип. 1(9). – Запоріжжя, 2012. – С. 56-63.
2. Головаха В. П. Геотермальний повітряний теплообмінник / В. П. Головаха, Ю. А. Філоненко, А. В. Шапошнікова // Збірник наукових праць ІМТ УААН «Механізація, екологізація, та конвертація біосировини у тваринництві». – Вип. 1(1). – Запоріжжя, 2008. – 40с.
3. Дослідити вплив параметрів умов утримання тварин на їх розвиток на основі використання поновлюваних джерел енергії: Звіт про НДР (заключ.) / Ін-т мех. тваринництва НААН. – 40.04-004: № ДР 0107U009306. – Запоріжжя, 2010. – 214 с.
4. Мельников С. В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С. В. Мельников, В. Р. Алешкин, П. М. Рощин // 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Колос. Ленингр. Отд-ние 1980. – 97с.

**Denis Dolgikh, Alexey Kovyazin, Eugenie Rencevich**

*National Scientific Centre*

*"Institute for Agricultural Engineering and Electrification" of National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine*

### **The Results of the Experimental Studies of the Air Ground Heat Exchanger**

To determine experimentally – optimal operating parameters, the effective thermal capacity of the air-ground heat exchanger was the purpose of work.

This paper deals with the description of the experimental apparatus – air-ground heat exchanger, of the varied factors – the volumetric air feeding  $Q$ ,  $\text{m}^3/\text{h}$ ., the time of the work of the geothermal ventilation  $t$ , sec., the outside air temperature  $T_1^\circ\text{C}$ , and parameter of optimization – effective heat power  $P$ , W. Based on the data obtained from the experimental apparatus, was received the equation of regression, which describes investigated process to the parameter of the optimization. According to the analysis of the investigated factors obtained response surface. The resulting optimum of equation describes that the maximum effective heat power equal to 750W, in the following conditions: the volumetric air feeding ( $Q$ ,  $\text{m}^3/\text{h}$ ) is equal to 403.8  $\text{m}^3/\text{h}$ ; the time of the work of the geothermal ventilation ( $t$ , sec.) is equal to 0 sec.; the outside air temperature ( $T_1^\circ\text{C}$ ) is equal to 34 $^\circ\text{C}$ .

With increasing of the temperature, at the inlet to air-ground heat exchanger be on the increase the output of the thermal energy. With the decline of the volumetric air feeding increases the output of the thermal energy, but to a certain limit (200 $\text{m}^3/\text{h}$ ). Time of the operation of the geothermal ventilation affects the energy extraction. As longer works the air-ground heat exchanger thereby intensive occurs temperature increase at the outlet of air-ground heat exchanger.

**geothermal ventilation, ground heat exchanger, a mathematical model, the thermal power**

Одержано 10.09.13

УДК 631.331.533.6

**Е.В. Золотовская, канд. техн. наук**

*Днепропетровский государственный аграрный университет, г. Днепропетровск*

## Теоретические исследования параметров высевающего аппарата

В статье приводится расчет оптимальных параметров диаметра присасывающего отверстия и давления выноса семян пневматическим высевающим аппаратом. Определена теоретическая зависимость при работе высевающего аппарата между диаметром присасывающего отверстия, давлением, скоростью воздушного потока, скоростью передвижения присоски, расположенной независимо на диске или барабане, глубиной выноса семян, физико-механическими свойствами семян. Очевидно, что при использовании одного диаметра присасывающего отверстия, для высева семян капусты, для глубины выноса до 0,015 м и скорости до 0,5 м/с, давление должно быть в пределах 0,1-30 кПа  
**точный посев, высевающий аппарат, давление, диаметр присасывающего отверстия**

**О.В. Золотовська**

*Дніпропетровський державний аграрний університет, м. Дніпропетровськ*

**Теоретичні дослідження параметрів висівального апарату**

У статті наводиться розрахунок оптимальних параметрів діаметру присмоктуючого отвору і тиску винесення насіння пневматичним висівальним апаратом. Визначена теоретична залежність при роботі висівального апарату між діаметром присмоктуючого отвору, тиском, швидкістю повітряного потоку, швидкістю пересування присоски, розташованої незалежно на диску або барабані, глибиною винесення насіння, фізико-механічними властивостями насіння. Очевидно, що при використанні одного діаметру присмоктуючого отвору, для висіву насіння капусты, для глибини виносу до 0,015 м і швидкості до 0,5 м/с, тиск повинен бути у межах 0,1-30 кПа.  
**точный посев, висівальный аппарат, тиск, диаметр присмоктующего отвору**

**Постановка проблемы.** В последнее время темпы прироста площадей теплиц обеспечены мощностью заводов, производящих несущие конструкции и технологическое оборудование. Это обеспечивает возможность создания специализированных комплексов, в которых рассада производится по промышленной технологии и становится товаром с определенными стандартами. Концентрация производства рассады в комплексах имеет большое экономическое и народнохозяйственное значение. В связи с этим, разработка и создание специальных технических средств для комплексной механизации технологических процессов производства рассады приобретает особую важность.

Основными задачами при переходе к промышленной технологии производства рассады является механизация посева и точная выкладка семян на единицу площади. За прошедшие годы пневматические сеялки точного высева, за счет повышенной универсальности и простоте конструкции, получили широкое распространение в овощных сеялках.

Присасывание семян к отверстию всасывающего диска (барабана) происходит в непосредственной близости всасывающего потока воздуха. Как показывают исследования К. Веллера и Г.А. Кошевой по пневматическим аппаратам хлопкоуборочных машин, характеристика всасывающего воздушного потока имеет особенность: по мере удаления от сопла резко падает скорость воздуха. Этим

объясняется требование максимального приближения объекта присасывания к отверстию.

В научной литературе [1-5], посвященной процессу высева пневматическим высевающими аппаратами, приведены аналитические зависимости для определения необходимого разрежения в вакуумных камерах, обеспечивающего надежный захват семян, и результаты экспериментов.

Однако следует отметить, что многие авторы указанных работ, рассматривая процесс высева, делали некоторые допущения, например, расчет вакуума проводили для семян, находящихся на поверхности, затем на основании экспериментальных данных вводили коэффициенты 100-200, не учитывая сложного движения в момент захвата, выноса, удержания семян присасывающими отверстиями, в результате чего получали приближенные зависимости. Кроме того, некоторые из этих работ носят частный характер, что также ограничивает область применения их результатов.

Вынос семян из семенного бункера в пневматических высевающих аппаратах осуществляется присоской. В существующих пневматических высевающих аппаратах диаметр присасывающего отверстия от 0,8 до 4 мм. Это приводит к тому, что на пневматических сеялках для высева семян разных культур прикладываются несколько комплектов сменных дисков (барабанов) с определенным диаметром присасывающего отверстия и их количеством, устанавливаются сбрасыватели лишних семян.

Нами поставлена задача создания высевающего аппарата с таким диаметром присасывающего отверстия и давления выноса семян, который мог бы обеспечить высев ряда мелких овощных семян (перец, капуста, томаты, баклажаны, салат, редис, петрушка и др.), возделываемых в теплицах и открытом грунте. Такое решение позволит упростить конструкцию высевающего аппарата, обеспечить высокую готовность машины к работе без переналадок.

**Цель работы** – определить оптимальный диаметр присасывающего отверстия и давления выноса семян.

**Результаты исследований.** Технологический процесс высева семян пневматическими высевающими аппаратами состоит из 4 этапов. Первый этап характеризуется созданием семенного потока (бурление, рыхлое состояние) в бункере, обеспечивающего надежное присасывание семян. Второй этап – это присасывание семян к отверстию. Третий этап относится к выносу и транспортировке семян присоской к месту сбрасывания и четвертый – самосбрасывание, очистка присасывающего отверстия. Из приведенной схемы процесса высева видно, что все его этапы тесно взаимосвязаны и в конечном итоге определяют количественную и качественную равномерность подачи семян в раскрытую сошником борозду.

В рассматриваемом высевающем аппарате присасывающее отверстие, расположенное на диске, барабане или роторе, перемещается с определенной скоростью, обеспечивая при этом вынос семян из вороха.

Определим теоретическую зависимость при работе высевающего аппарата между диаметром присасывающего отверстия, давлением, скоростью воздушного потока, скоростью передвижения присоски, расположенной независимо на диске или барабане, глубиной выноса семян, физико-механическими свойствами семян.

На рис. 1 изображено присасывающее отверстие, с одной стороны которого вакуум  $P_r$  и с другой – атмосферное давление  $P_a$ . В зоне воздушного потока, образованного разностью давлений, помещен шар.

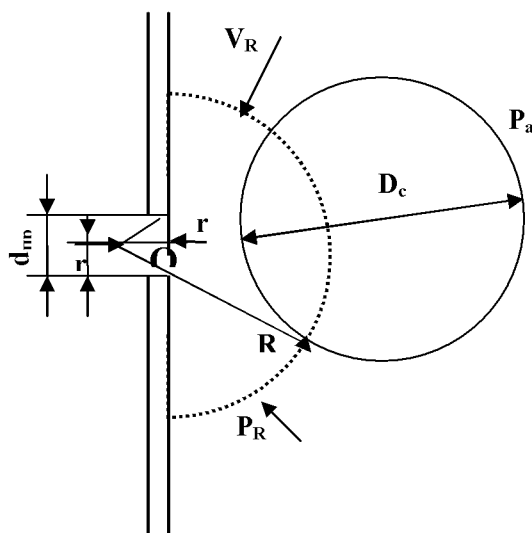


Рисунок 1 – Схема присасывания к отверстию одного семени

Считаем, что эпицентр пониженного давления  $P_r$  находится на расстоянии  $\frac{d_{np}}{2} = r$  от наружной плоскости присасывающего отверстия.

Для определения давления  $P_R$  и скорости  $V_R$  воздушного потока в точке, находящейся на расстоянии  $R$  от эпицентра, воспользуемся уравнением Бернулли и уравнением неразрывности:

$$\frac{\rho_R V_R^2}{2} + P_R = \frac{\rho_r V_r^2}{2} + P_r, \quad (1)$$

$$\rho_R V_R S_R = \rho_r V_r S_r, \quad (2)$$

где  $\rho_R$  и  $\rho_r$  – плотности воздуха соответственно на расстояниях  $R$  и  $r$ ;  
 $V_R$  – скорость воздуха на расстоянии  $R$ ;  
 $P_R$  – давление на расстоянии  $R$ ;  
 $V_r$  – скорость воздуха на точке  $\theta$ ;  
 $P_r$  – давление в точке  $\theta$ ;  
 $S_R$ ,  $S_r$  – площади половины сферической поверхности соответственно на расстоянии  $R$  и  $r$ .

Заметим, что скорость воздуха в бесконечно удаленной точке  $R = \infty$  равна нулю  $V_{(\infty)} = 0$ , а давление равно атмосферному  $P_{(\infty)} = P_a$ .

Тогда уравнение (1) запишется в виде:

$$P_R = P_a = \frac{\rho_r V_r^2}{2} + P_r,$$

Откуда находим:

$$V_r = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_r}}, \quad (3)$$

$$\text{где} \quad \Delta P = P_a - P_r, \quad (4)$$

$\Delta P$  – разность давлений.

Поскольку воздушный поток перед присасывающим отверстием проходит через половину сферической поверхности, то

$$S_R = 2\pi R^2; \quad (5)$$

$$S_r = 2\pi r^2,$$

где  $R$  – расстояние от наружной плоскости присасывающего отверстия до нормального, приближенного к атмосферному давлению;

$r$  – расстояние от наружной плоскости присасывающего отверстия до эпицентра пониженного давления.

Подставив формулы (3) и (5) в (2), находим значение скорости воздушного потока на расстоянии  $R$ :

$$V_R = \frac{\rho_r S_r}{\rho_R S_R} V_r = \frac{\rho_r}{\rho_R} \left( \frac{r}{R} \right)^2 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_r}}. \quad (6)$$

Определим давление в точке  $R$ , подставив формулы (3) и (6) в (1):

$$P_R = P_r - \Delta P \left( \frac{\rho_r r^4}{\rho_R R^4} - 1 \right). \quad (7)$$

Одним из условий нормальной работы высевающего аппарата является то, что к отверстию должно присасываться по одному семени. В тоже время, подсасывающее поле воздушного потока, образованное за счет неприслегания семян к отверстию, не должно присасывать другие семена (рис. 2). В связи с этим, нам необходимо определить оптимальный диаметр присасывающего отверстия, который позволит выполнять поставленные условия.

По известным формулам разность давлений на расстоянии с учетом движения присоски и массы семени определится по формуле:

$$\Delta P_R = \Delta P_m - \Delta P_n,$$

где  $\Delta P_m$  – разность давлений для одного семени;

$\Delta P_n$  – разность давлений встречного потока воздуха.

На расстоянии  $R$  сила присасывающего воздушного потока  $\Delta P_m$  не должна быть больше половины массы одного семени:

$$\Delta P_m = \frac{2mg}{\pi d_{np}^2},$$

где  $m$  – масса одного семени;

$d_{np}$  – диаметр присасывающего отверстия.

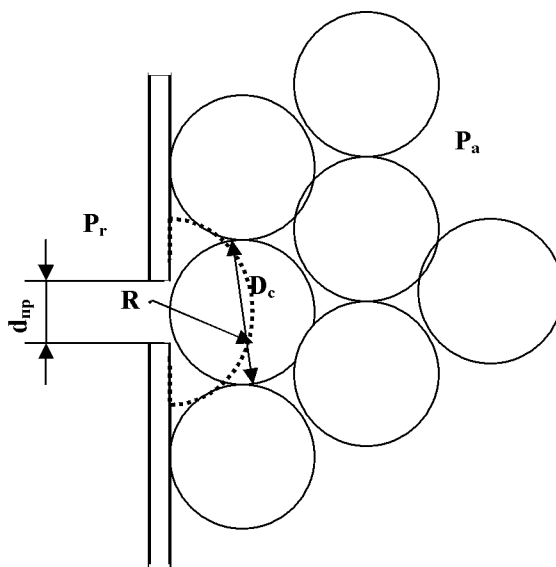


Рисунок 2 – Схема присасывания к отверстию нескольких семян

При движении присасывающего отверстия вне вороха семян на присосанные семена на расстоянии  $R$  будет действовать встречный поток воздуха, силу которого определим по формуле:

$$F_n = CS_c \rho V_l^2,$$

где  $S_c$  – площадь присосанного семени;  
 $C$  – коэффициент, зависящий от формы тела;  
 $V_l$  – линейная скорость присоски.

С учетом присасывающей площади разность давлений:

$$\Delta P_n = C \rho V_l^2 \frac{D_c^2}{d_{np}^2}.$$

Тогда разность давлений на расстоянии:

$$\Delta P_R = \frac{1}{d_{np}^2} \left( \frac{2mg}{\pi} - CD_c^2 \rho V_l^2 \right). \quad (8)$$

Преобразуем формулу (8):

$$P_a - \Delta P_R = (P_a - \Delta P) - \Delta P \left( \frac{r^4 \rho_r}{R^4 \rho_R} - 1 \right);$$

$$P_a - \Delta P_R = P_a - \Delta P \frac{r^4 \rho_r}{R^4 \rho_R};$$

$$\Delta P_R = \Delta P \frac{r^4 \rho_r}{R^4 \rho_R}. \quad (9)$$

Из (9) определим диаметр присасывающего отверстия:

$$d_{np} = 2r = 2\sqrt[4]{\frac{\Delta P_R R^4 \rho_R}{\Delta P \rho_r}}; \quad (10)$$

$$\rho_r = P_a - \Delta P;$$

$$\rho_R = P_a - \Delta P_R.$$

Разность давлений в присасывающем отверстии:

$$\Delta P = \frac{4F_p}{\pi d_{np}^2}, \quad (11)$$

$$F_p = \frac{1}{1+f_1} \left( \frac{1}{6} f \pi g \rho_{oc} H^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + \frac{1}{4} C \pi \rho_{oc} (2V_n)^2 D_c^2 \right). \quad (12)$$

Подставив в (11) выражение силы для выноса семян с глубины  $F_p$  (12), получим:

$$\Delta P = \frac{\frac{2}{3} \pi g f \rho_{oc} H^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + C \pi \rho_{oc} (2V_n)^2 D_c^2}{\pi d_{np}^2 (1+f_1)}. \quad (13)$$

Значение (9) и (13) подставим в формулу (10) и определим оптимальный диаметр присасывающего отверстия:

$$d_{np} = 2\sqrt[4]{\frac{\left( \frac{2mg}{\pi} - CD_c^2 \rho V_n^2 \right) (1+f_1) R^4}{\rho_{oc} \left[ \frac{2}{3} fg H^3 \operatorname{tg}^2 \varphi_2 + C (2V_n)^2 D_c^2 \right]}}, \quad (14)$$

где  $\rho_{oc}$  – плотность вещества;

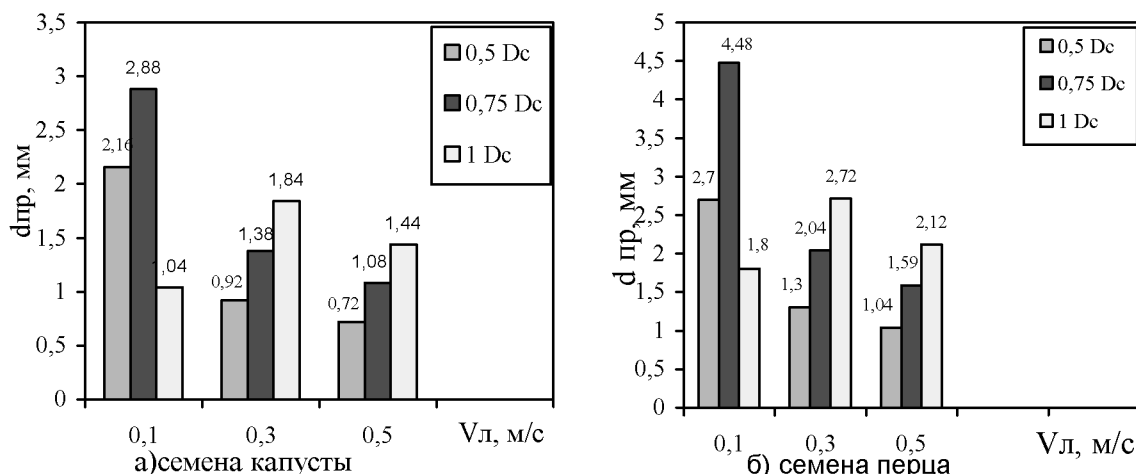
$f$  – коэффициент внутреннего трения семян;

$H$  – глубина нахождения выносимого семени;

$\varphi_2$  – угол трения покоя семян;

$f_1$  – статический коэффициент трения семян о неокрашенное железо.

Согласно рис. 2, радиус поля воздушного потока, который не должен присасывать другие семена, в теоретических исследованиях принимаем равным  $R = 0,5 D_c$ ;  $0,75 D_c$ ;  $1 D_c$ . Линейную скорость в расчетах принимаем  $V_n = 0,1$  м/с;  $0,3$  м/с;  $0,5$  м/с. Результаты расчетов приведены на рис. 3.



Риснок 3 – Результаты расчетов оптимального диаметра присасывающего отверстия с глубиной нахождения выносимого семени 0,005 м

Анализируя расчеты, очевидно, что выводы, сделанные В.П. Чичкиным [6], о том, что диаметр присасывающего отверстия должен рассчитываться по формуле (15)

$$d_{np} = (0,6...0,8)D_c \quad (15)$$

не подтверждаются. Фактически диаметр должен быть в несколько раз меньше. При расчетах не была учтена глубина выноса семян, и не исключалось присасывание по два и более семени одним отверстием.

В данной работе определен оптимальный диаметр присасывающего отверстия для конкретных условий, в тоже время, нами поставлена задача высева в отдельности группы семян капусты, томатов и перца одним диском с отверстием одного диаметра.

Для этого определим оптимальное давление для выноса семян по формуле (13), подставив в нее расчетный оптимальный диаметр отверстия с учетом отклонений 0,0004-0,0008 м.

Результаты расчетов представлены на рис. 4.

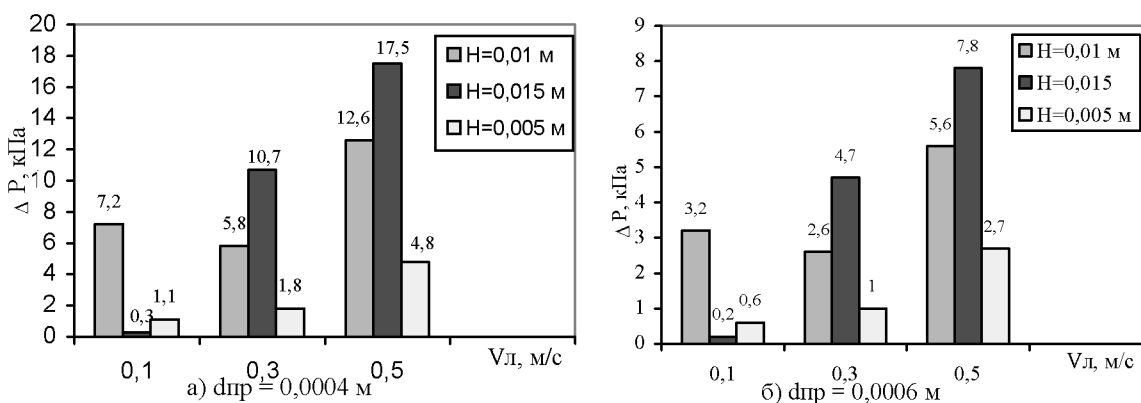


Рисунок 4 – Результаты расчетов давления для выноса семян капусты при различных диаметрах присасывающего отверстия

Очевидно, что при установке одного диаметра присасывающего отверстия, для высева семян капусты, для глубины выноса до 0,015 м и скорости до 0,5 м/с, давление должно быть регулируемое в пределах 0,1-30 кПа.

Для предотвращения защемления семян в отверстиях присоски при сбрасывании, согласно диаграмме пределов изменения размеров семян овощных культур, считаем рациональным выполнение диаметра отверстия в пределах 0,0004-0,0006 м (рис.4).

В связи с тем, что расчетами предусматривается исключение присоса двойников, при разработке высевающего аппарата сбрасыватель не устанавливается.

#### **Вывод.**

Определена теоретическая зависимость для нахождения оптимального диаметра присасывающего отверстия и давления для выноса семян из вороха.

Диаметр присасывающего отверстия высевающего аппарата прямо пропорционален массе семени, радиусу силы подсосывающего воздушного потока и обратно пропорционален плотности, коэффициенту трения покоя семян, глубине и скорости их выноса.

Для выноса семян капусты, томатов, перца роторным высевающим аппаратом из глубины не менее 0,015 м со скоростью до 0,5 м/с, при полном исключении присоса двойников и оптимальном давлении, необходимо иметь диаметр присасывающего отверстия в пределах 0,0006-0,001 м.

При высеве, с целью исключения защемления семян в отверстиях присоски, диаметр отверстия рационально выполнять по нижнему пределу 0,0006 м.

#### **Список литературы**

1. Белодонцев В.А. Исследование западания зерна в ячейки однозерновых высевающих аппаратов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1983. – №6. – С. 44–46.
2. Зволинский В.Н. Использование отечественного опыта при создании посевной техники / Зволинский В.Н., Любушко Н.И. // Тракторы и с.-х. машины. – 1998. – № 11. – С. 22–25.
3. Сысолин П.В. Почвообрабатывающие и посевные машины / Сысолин П.В., Погорельый Л.В. – К: Феникс, 2005. – 264 с.
4. Бейкер С.Дж. Технология и посев / Бейкер С.Дж., Сакстон К.Е., Ритчи В.Р. – CINTRE, 2002. – 263 с.
5. Улексін В. О. Обґрунтування параметрів висівного апарата для мостового землеробства / Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Аграрний форум-2006». Суми: СНАУ, 2006. – С. 264
6. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 163 с.

**Elena Zolotovskaya**

*Dnepropetrovsk state agrarian university, Dnepropetrovsk*

**Theoretical researches of parameters of the sowing device**

In article calculation of optimum parameters of diameter of a prisasyvayushchy opening and pressure of carrying out of seeds pneumatic sowing the device. Theoretical dependence is defined during the operation of the sowing device between diameter of a prisasyvayushchy opening, pressure, speed of an air stream, speed of movement of the sucker located independently on a disk or a drum, depth of carrying out of seeds, physicomechanical properties of seeds.

It is obvious that at installation of one diameter of a prisasyvayushchy opening, for seeding of seeds of cabbage, for carrying out depth to 0,015 m and speed to 0,5 m/s, pressure has to be within 0,1-30 kPas.

**the exact crops sowing the device, pressure, diameter of a prisasyvayushchy opening**

Одержано 16.10.13

УДК 631.31.22

**С.М. Герук, доц., канд. техн. наук**

*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААНУ*

## Механічна модель рихлення ґрунту

На основі загальної теорії гвинтових поверхонь отримані математичні залежності робочих поверхонь ножів, їх просторові силові та кінематичні параметри, формули для розрахунку швидкості та прискорення ґрунту, ніж, мінімальний обробіток, силовий аналіз, кінематичний аналіз, швидкість, прискорення.

**С.Н.Герук**

*ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААНУ*

**Механическая модель рыхления почвы**

На основе общей теории винтовых поверхностей получены математические зависимости рабочих поверхностей ножей, их пространственные силовые и кинематические параметры, формулы для расчета скорости и ускорения.

**почва, чем, минимальная обработка, силовой анализ, кинематический анализ, скорость, ускорение**

**Постановка проблеми.** Найважливішою умовою реалізації продовольчої програми є прискорення науково-технічного прогресу, що дозволяє підвищити врожайність сільськогосподарських культур. Одним з найважливіших умов її підвищення є обробіток ґрунту. За своїм впливом на врожайність, а також з енергетичних і трудовим затратам вона займає провідне місце в землеробстві. Від усього обсягу польових робіт з вирощування та збирання сільськогосподарських культур на обробіток ґрунту припадає 40 % енергетичних і 25% трудових затрат.

Разом з тим, зростання енергоозброєності сільського господарства зумовило можливості інтенсифікації обробітку ґрунту. У результаті збільшилася кількість проходів агрегатів по полю, що призвело до руйнування ґрунтової структури, зниження родючості ґрунту і зростанню енергозатрат.

В даний час здійснюється перехід на ресурсозберігаючі технології обробітку ґрунту. Агрономічна наука розробляє наукові основи ресурсозберігаючої технології, відомої під назвою « мінімальний обробіток ґрунту».

Такий обробіток виконується за допомогою комбінованих ґрунтообробних машин і агрегатів, які доцільно створювати їх таким чином, щоб окремі їх складові могли використовуватися самостійно, як одно операційні, в тому числі ротаційні з активним приводом робочих органів від гідросистеми відбору потужності трактора.

**Аналіз досліджень.** Великий внесок у розробку питань вдосконалення робочих органів, процесів активного обробітку ґрунту з використанням фрезерних машин їх взаємодії з ґрунтом, кінематики руху та визначення енергетичних витрат внесли вчені В. П. Горячкін, В. А. Желіговський, П. М. Василенко, А. Д. Далін, А. І. Тимофеев, В. І. Медведєв, І. М. Панов, Н. Б. Бок, Ю. Ф. Новіков, А. Н. Гудков, В. В. Кацигін, Г. Н. Синьооков, В. І. Виноградов, А. С. Кушнарьов, П. В. Павлов, М. Д. Подскребко, Ф. М. Канарєв, Л. С. Зенін, О. С. Марченко, В. Зоні, Г. Бернацький, Є. П. Яцук, І. М. Гринчук, Ю. І. Матяшин, А. І. Лещанкін, А.В.Клочков, Ю.А.Кузнецов, Г.Ф.Попов, Я.С.Гуков, В.І.Ветохін, З.В.Ловкіс та ін.

Перевагою фрезерних машин і агрегатів є якісне розпушування ґрунту, повне знищення і заробка рослинних рештків, а також рівномірне перемішування з ґрунтом

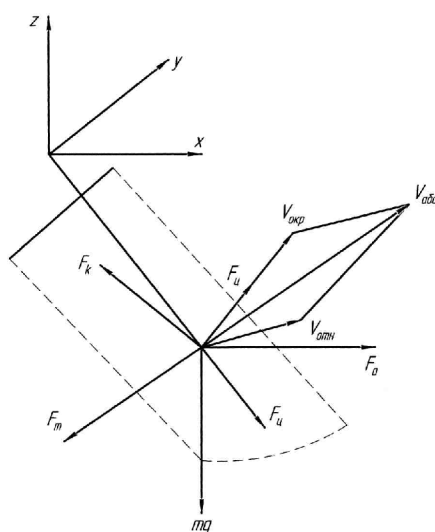
мінеральних і органічних добрив по всій глибині обробітку. У той же час вони відрізняються значною енерго- і металоємністю, застосовуваний на них механічний привід барабанів має складну конструкцію, що стримує створення широкозахватних агрегатів і обмежує діапазон регулювання частоти обертання барабанів, який значною мірою залежить від фізико-механічних властивостей ґрунту (типу, вологості, твердості, задернінням і т.п.).

**Мета досліджень.** Отримання залежностей для виконання силового аналізу та побудови механіко-математичної моделі руху частинки ґрунту по ротаційній шорсткій площині, що обертається навколо горизонтальної осі і нахилена до неї під довільним кутом.

**Результати досліджень.** Процес утворення стружки, її обертання і укладання при роботі ножа, що встановлений в площині еліпса і обертається із заданою швидкістю вивчений недостатньо. При одночасному поступальному і обертальному русі ніж здійснює складний рух та вирізає стружку призматичної форми.

Стружка, після повного її підрізання, завдяки силам, що діють на неї, захоплюється поверхнею ножа і переміщується в напрямку його руху та одночасно зміщується в сторону. При подальшому обороті ножа відбувається зміщення центра ваги стружки і реакції зв'язку, тому вона ковзає відносно ребра, тобто спостерігається перекидання, укладання і одночасне кришіння.

Таким чином відбувається складне переміщення ґрунту в напрямку, що обмежений вектором швидкості в площині, перпендикулярній елементу рихлення. Це дозволяє покращити перемішування ґрунту з мінеральними та органічними добривами, торфом, вапном, а також кришіння та зароблення рослинних рештків.



$F_k$ - сила Кореоліса,  $F_u$ - відцентрова сила,  $F_m$ - сила тертя об площину ножа,  $F_a$ - аксіональна сила інерції,  $F_u$ - дотична сила інерції

Рисунок 1 – Схема сил, що діють на частинку ґрунту, що знаходяться на ножі

### 1 Силовий аналіз

В процесі переміщення стружки на неї діє рівнодіюча сила (рис.1):

$$\overline{R} = \overline{F}_e + \overline{F}_o + \overline{F}_d + \overline{F}_a + \overline{F}_u, \quad (1)$$

де  $F$  – сила Кореоліса:

$$\overline{F}_e = 2m_o\omega R_i \frac{d\varphi}{dt}, \quad (2)$$

де  $m_o$  – маса частинки ґрунту;

$F_y$  – відцентрова сила інерції:

$$\overline{F}_o = m_0 \omega^2 R_i, \quad (3)$$

$F_m$  – сила тертя об площину ножа:

$$\overline{F}_o = \overline{N} \operatorname{tg} \varphi, \quad (4)$$

де  $N$  – сила нормального тиску на площину ножа;

$F_a$  – аксіональна сила інерції:

$$\overline{F}_a = m_0 a \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, \quad (5)$$

де  $a$  – переміщення ґрунту вздовж радіуса ножа;

$F_u$  – дотична сила інерції:

$$\overline{F}_u = m_0 R_i \frac{d^2 \varphi}{dt^2}. \quad (6)$$

Розв'язання рівняння (1) графоаналітичним способом дозволяє визначити модуль і напрямок сили  $R$ .

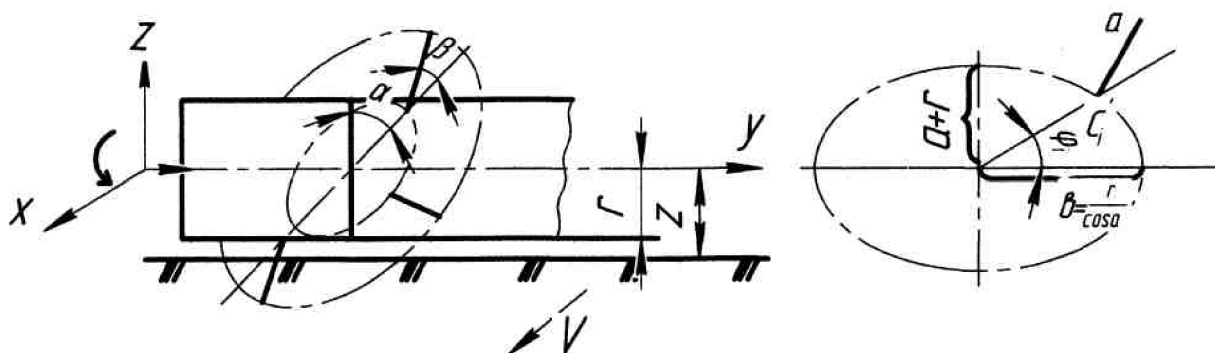


Рисунок 2 – Схема для визначення руху ножа ґрунтообробної машини

Розглядаючи одну секцію ножів (рис.2) можна визначити її ширину захвату:

$$b = 2R \operatorname{tg} \alpha. \quad (7)$$

Відстань між кінцями двох суміжних ножів:

$$b' = \frac{4R \operatorname{tg} \alpha}{z}, \quad (8)$$

де  $z$  - кількість ножів у еліпсному елементі:

Глибина обробітку:

$$h = R - z_0, \quad (9)$$

де  $z_0$  - відстань між віссю барабана і денною поверхнею ґрунту.

Розглядаючи процес різання ґрунту двома суміжними ножами, що обертаються в одній вертикальній площині, визначимо подачу на ніж:

$$S = \frac{2\pi v}{z\omega} = \frac{2\pi R}{\lambda z}. \quad (10)$$

## 2 Кінематичний аналіз

Робочі органи ротаційних машин здійснюють складний рух, що складається з відносного – обертального навколо вісі фрезерного барабана і переносного – поступального.

Різні співвідношення швидкостей відносного і переносного руху визначають траєкторію руху робочого органу.

Кінематика робочого органу, розміщеного на барабані в площині круга досить широко вивчена і висвітлена. Однак, таке розміщення робочих органів не завжди дозволяє одержати якісне виконання агротехнічних вимог при мінімальних затратах. Тому нами запропоновано розміщення робочих органів у площі еліпса, більша піввісь якого розміщена під кутом  $\alpha$  до напрямку руху, а робочі органи відхилені від радіуса фрезобарабана на кут  $\beta$ .

Барабан радіуса  $r$  обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  і одночасно рухається з поступальною швидкістю  $V$ . На валу жорстко прикріплені ножі довжиною  $\ell_i$ , які кріпляться вздовж еліпса, який є результатом перетину циліндра вала площиною, що розміщена під кутом  $\alpha$  до вісі циліндра (рис.2). Позначимо пряму, що з'єднує вісь циліндра з точкою на еліпсі (в площині перерізу)  $\xi$ , ножі розміщені під кутом  $\beta$  до цієї прямої. В проекції на площину, що співпадає з напрямком руху, еліпс проектується в круг (чим досягається рівномірність глибини обробітку ґрунту  $h$ ) з радіусом:

$$r = a = b \cos \alpha. \quad (11)$$

Розглянемо випадок, коли кут  $\beta$  змінюється в межах  $(-\beta_0; \beta_0)$ . При  $\beta > 0$  ножі входять в ґрунт під гострим кутом (носком), при  $\beta < 0$  – під тупим (стілкою). Відстань від осі обертання барабана до ґрунту позначимо через  $z_0$ . Барабан, в залежності від функціонального призначення пристосування, може торкатися ґрунту ( $z_0 = r$ ), бути заглибленим ( $z_0 < r$ ), та знаходитися на певній відстані над ґрунтом ( $z_0 > r$ ).

При активному режимі роботи барабан повинен знаходитися на деякій відстані над ґрунтом ( $z_0 > r$ ). В цьому випадку не витрачається додаткова енергія на тертя барабана об ґрунт та його абразивне зношування. В площині кожного еліпса розміщено  $z$  ножів.

## 2 Кінематичний аналіз

Позначимо вершину ножа (рис.2) через  $C$ . Систему координат  $Oxyz$  пов'яжемо з рухомих барабаном так, щоб вісь  $x$  співпадала з напрямком руху агрегату,  $y$  – приходила вздовж вісі барабана, а вісь  $z$  – була направлена вертикально вгору. За початок координат приймемо точку  $O$  перетину еліпса та вісі  $y$ . Якщо нерухоми систему координат позначити через  $O_0x_0y_0z_0$ , то перехід до рухоми системи координат  $Oxyz$  може можна здійснити за формулами:

$$\begin{cases} x_0 = x + vt; \\ y_0 = y; \\ z_0 = z. \end{cases} \quad (12)$$

На барабані розміщено декілька груп ножів (еліпси зміщені один відносно одного на кут  $\varphi$ ). Без втрати загальності можна розглядати одну групу ножів (один еліпс). Розглянемо ту групу, яка створює початок координат  $Oxyz$ . Кожен ніж цієї групи в будь-який момент часу лежить в площині утвореного еліпса. Кінематичні властивості цієї площини зручно вивчати з допомогою вектора нормалі до неї  $N$ . Приймемо за початок часу  $t_0$ , коли площина еліпса (і ножа, що лежить в ній) паралельна вісі  $x$  (тобто ніж відхилений на кут  $\beta$  від вертикалі). Запишемо рівняння цієї площини:

$$z = y \tan \alpha. \quad (13)$$

Це положення зображено на рис. 2. Вектор нормалі  $N$ , обертаючись навколо осі  $y$ , утворює конус. Рівняння цього конуса в координатах  $Oxyz$  матиме вигляд:

$$-\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} - \frac{z^2}{c^2} = 0, \quad (14)$$

де  $a$  і  $c$  - параметри еліпса кінцевого перетину;

$b$  – довільне число, яке визначається з умови нормування на довільну довжину  $|N|$  вектора  $N$ .

$$\text{Приймаючи до уваги що: } \frac{a}{b} = \frac{c}{b} = ctg\alpha. \quad (15)$$

Одержимо рівняння конуса в наступному вигляді:

$$x^2 - y^2 tg^2\alpha + z^2 = 0. \quad (16)$$

Умова (15) визначається тим, що конус є круговим.

Розглянемо рівняння поверхні в нерухомій системі координат  $O_0x_0y_0z_0$ . Для цього запишемо рівняння (16) в параметричній формі:

$$\begin{cases} x = u \cos v; \\ y = u ctg\alpha; \\ z = u \sin v. \end{cases} \quad (17)$$

Тут під  $u$  приймаємо меншу піввісь еліпса перерізу циліндра барабана (наприклад піввісь  $a$  на рис.3) під  $v$ -залежну від часу лінійну величину:

$$v = \omega t. \quad (18)$$

Підставляючи рівняння ( 17 ) і ( 18 ) в рівняння ( 12 ) одержимо рівняння поверхні в нерухомій системі координат  $O_0x_0y_0z_0$ :

$$\begin{cases} x_0 = \omega t + u \cos \omega t; \\ y_0 = u ctg\alpha; \\ z_0 = u \sin \omega t. \end{cases} \quad (19)$$

Тоді рівняння (16), з урахуванням (19) і приймаючи параметр рівним одиниці, запишемо в наступному вигляді:

$$(x_0 + \omega t)^2 - y_0^2 tg^2\alpha + z_0^2 = 0. \quad (20)$$

З рівнянь (19) робимо висновок, що при виродженні еліпса в коло, тобто при перерізі перпендикулярному вісі циліндра барабана, конус вироджується у площину:

$$\begin{cases} x_0 = \omega t; \\ y_0 = c_0; \\ z_0 = 0. \end{cases} \quad (21)$$

де  $C_0$  – довільна константа, що визначається з умови:

$$\tilde{N}_0 = \lim_{\substack{x \rightarrow \infty \\ \alpha \rightarrow \pi/2}} (u ctg\alpha). \quad (22)$$

З рівняння (19) легко визначити вид поверхні в нерухомій системі координат  $O_0x_0y_0z_0$ . Приймавши  $y_0 = b tg\alpha$ , одержимо рівняння кривої в параметричній формі в площині паралельній площині  $Oxz$ :

$$\begin{cases} x_0 = \omega t + b \cos \omega t; \\ y_0 = b \sin \omega t. \end{cases} \quad (23)$$

Це рівняння циклоїди. Отже, поверхня обертання вектора нормалі  $N$  є циклоїдальною розверткою конуса ( в змінюється від нуля до  $\infty$ ).

Запишемо рівняння поверхні обертання площини розрізу циліндра барабана, враховуючи, що їй належить початок координат, точка  $O$  системи  $Oxyz$ :

$$Ax + By + Cz = 0, \quad (24)$$

Де  $A, B$  і  $C$  – компоненти нормалі  $N$ . Приймаючи  $|N| = 1$ , одержимо:

$$\begin{cases} A = N_x = \sin \alpha \sin \omega t; \\ B = N_y = \cos \alpha; \\ C = N_z = -\sin \alpha \cos t. \end{cases} \quad (25)$$

Ці вирази можна одержати шляхом множення ортонормованих матриць повороту вектора  $N$  навколо вісі  $x$  на кут  $\alpha$  і на кут  $\beta$  навколо вісі  $y$ .

Підставляючи (25) і (24), одержимо:

$$x \sin \alpha \sin \omega t + y \cos \alpha - z \sin \alpha \cos \omega t = 0. \quad (26)$$

Пряма, яка є віссю ножа, лежить в площині, яка описується рівнянням (26), здійснює обертання разом з цією площиною і визначається двома точками – початком і кінцем ( точки  $C'_i$  та  $C_i$  ). Так, як нас цікавить траєкторія точки  $C_i$ , розглянемо рівняння (16) в нерухомій системі координат  $O_o x_o y_o z_o$ :

$$(x_0 + vt) \sin \alpha \sin \omega t + y_0 \cos \alpha - z_0 \sin \alpha \cos \omega t = 0. \quad (27)$$

Запишемо координати початку  $C'_i$  та кінця  $C_i$  ножа. Точка  $C_i$  лежить на еліпсі перетину і належить площині (17). Нехай на еліпсі кріпиться  $z$  ножів. Тоді, провівши підрахунок кута кріплення  $\varphi_i$  відносно великої піввісі, одержимо для  $i$ -го ножа:

$$\varphi_i = \frac{2\pi i}{z}. \quad (28)$$

В системі координат  $O\xi\eta\zeta$  координати точки  $C'_i$  запишуться:

$$\begin{cases} \xi'_i = r \sin \varphi_i; \\ \eta'_i = r \cos \alpha \cos \varphi_i; \\ \zeta'_i = 0. \end{cases} \quad (29)$$

Точка  $C_i$  описує еліпс ( “ексцентричний” меншому еліпсу). Менша піввісь:

$$a = r + l_i \cos \beta; \quad (30)$$

більша:

$$b = \frac{r}{\cos \alpha} + l_i \cos \beta \quad (31)$$

Тоді координати точки  $C_i$  в системі координат  $O\xi\eta\zeta$  запишуться:

$$\begin{cases} \xi_i = (r + l_i \cos \beta) \sin \varphi_i; \\ \eta_i = (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \varphi_i; \\ \zeta'_i = 0. \end{cases} \quad (32)$$

Розглянемо поворот еліпса на кут  $\alpha$  навколо осі  $x$ .

Запишемо направляючі косинуси:

$$\begin{aligned} t_{11} = 0 \quad t_{21} = 0 \quad t_{31} = 0 \\ t_{12} = 0 \quad t_{22} = 0 \quad t_{32} = -\cos \alpha. \\ t_{13} = 0 \quad t_{23} = 0 \quad t_{33} = \sin \alpha \end{aligned} \quad (33)$$

Легко перевірити умову ортогональності перетворення. Дійсно, матриця  $A_1$

$$A_1 = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \sin \alpha & -\cos \alpha \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \end{vmatrix} \quad (34)$$

унітарна,  $\det A_1 = 1$ .

Тоді в матричній формі для точки  $C_i$ :

$$\begin{vmatrix} x_i \\ y_i \\ z_i \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \sin \alpha & -\cos \alpha \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \xi_i \\ \eta_i \\ \zeta_i \end{vmatrix}. \quad (35)$$

Аналогічно для точки  $C'_i$ :

$$\begin{pmatrix} \overline{x'_i} \\ \overline{y'_i} \\ \overline{z'_i} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \sin \alpha & -\cos \alpha \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \xi'_i \\ \eta'_i \\ \zeta'_i \end{pmatrix}. \quad (36)$$

Наступний етап – обертання на кут  $\omega t$  навколо осі  $Oy$ . Направляючі косинуси запишуться:

$$\begin{aligned} t'_{11} &= \cos \omega t & t'_{21} &= 0 & t'_{31} &= \sin \omega t \\ t'_{12} &= 0 & t'_{22} &= 1 & t'_{32} &= 0 \\ t'_{13} &= -\sin \omega t & t'_{23} &= 0 & t'_{33} &= \cos \omega t \end{aligned} \quad (37)$$

Тоді координати точки запишуться:

$$\begin{pmatrix} x'_i \\ y'_i \\ z'_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \omega t & 0 & \sin \omega t \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \omega t & 0 & \cos \omega t \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \overline{x'_i} \\ \overline{y'_i} \\ \overline{z'_i} \end{pmatrix}. \quad (38)$$

Аналогічні вирази можна записати для точки  $C_i$ . Легко перевірити ортогональність матриці  $A_2$ . Дійсно,  $\det A_2 = 1$ . Поступальний рух вздовж осі зі швидкістю  $V$  дозволяє записати нове перетворення системи координат для точки  $C_i$ .

$$\begin{cases} x'_{0_i} = \overline{x'_i} \cos \omega t + \overline{z'_i} \sin \omega t + vt; \\ y'_{0_i} = \overline{y'_i}; \\ z'_{0_i} = -\overline{x'_i} \sin \omega t + \overline{z'_i} \cos \omega t. \end{cases} \quad (39)$$

Або:

$$\begin{cases} x'_{0_i} = \xi'_i \cos \omega t + (\eta'_i \cos \alpha + \zeta'_i \sin \alpha) \sin \omega t + vt; \\ y'_{0_i} = \eta'_i \sin \alpha - \zeta'_i \cos \alpha; \\ z'_{0_i} = -\xi'_i \sin \omega t + (\eta'_i \cos \alpha + \zeta'_i \sin \alpha) \cos \omega t. \end{cases} \quad (40)$$

Підставивши значення  $\xi'_i$ ;  $\eta'_i$  та  $\zeta'_i$  з рівняння (29), одержимо:

$$\begin{cases} x_{0_i} = r \sin \varphi_i \cos \omega t + r \cos^2 \alpha \cos \varphi_i \sin \omega t + vt; \\ y_{0_i} = r \cos \alpha \sin \alpha \cos \varphi_i; \\ z_{0_i} = -r \sin \varphi_i \sin \omega t + r \cos^2 \alpha \cos \varphi_i \cos \omega t. \end{cases} \quad (41)$$

Аналогічно для точки  $C_i$  підставляємо значення  $\xi_i$ ;  $\eta_i$  та  $\zeta_i$  замість  $\xi'_i$ ;  $\eta'_i$  та  $\zeta'_i$ :

$$\begin{cases} x_{0_i} = (r + l_i \cos \beta) \sin \varphi_i \cos \omega t + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \varphi_i \cos \alpha \cos \omega t + v; \\ y_{0_i} = (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \varphi_i \sin \alpha; \\ z_{0_i} = -(r + l_i \cos \beta) \sin \varphi_i \sin \omega t + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \varphi_i \cos \alpha \cos \omega t. \end{cases} \quad (42)$$

Рівняння (41) та (42) будуть визначати абсолютну траєкторію руху робочих органів барабана ротаційної ґрунтообробної машини з горизонтальною віссю обертання в параметричній формі. Ця траєкторія геометрично описується циклоїдою.

Продиференціювавши рівняння (42) за часом, одержимо проекцію швидкості точки  $C_i$  ножа на координатні осі:

$$\begin{cases} V_x = -\omega [(r + l_i \cos \beta) \sin \varphi_i \cos \omega t + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \varphi_i \cos \alpha \cos \omega t] + v; \\ V_y = 0; \\ V_z = -\omega [(r + l_i \cos \beta) \sin \varphi_i \sin \omega t + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \varphi_i \cos \alpha \cos \omega t]. \end{cases} \quad (43)$$

Тоді модуль абсолютної швидкості точки  $C_i$ , тобто швидкість різання, опишеться рівнянням:

$$v_0 = \omega \sqrt{\left( (r + l_i \cos \beta)^2 + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta)^2 \cos^2 \phi_i \cos^2 \alpha + \left( \frac{v}{\omega} \right)^2 - \frac{2v}{\omega} \times \right.} \quad (44)$$

$$\left. \times \left[ (r + l_i \cos \beta) \sin \phi_i \sin \omega t - (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \phi_i \cos \alpha \cos \omega t \right] \right.}$$

Аналізуючи рівняння (44) можна зробити висновок, що швидкість різання є величиною перемінною і змінюється в залежності від кута повороту ножа у відносному русі та направлена по дотичній до абсолютної траєкторії руху ножа.

Прискорення точки  $C_i$  опишеться системою рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{a}_x = -\omega^2 \left[ (r + l_i \cos \beta) \sin \phi_i \cos \omega t + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \phi_i \cos \alpha \cos \omega t \right]; \\ \dot{a}_y = 0; \\ \dot{a}_z = -\omega^2 \left[ (r + l_i \cos \beta) \sin \phi_i \sin \omega t + (r + l_i \cos \alpha \cos \beta) \cos \phi_i \cos \alpha \cos \omega t \right]. \end{cases} \quad (45)$$

**Висновки:** Отримані залежності для виконання силового аналізу та побудови механіко-математичної моделі руху частинки ґрунту по ротаційній шорсткій площині, що обертається навколо горизонтальної осі і нахилена до неї під довільним кутом.

Визначення абсолютної швидкості дасть змогу обґрунтувати доцільність, параметри та режими роботи робочих органів роторних ґрунтообробних машин.

## Список літератури

1. А. с. СССР, МПК<sup>4</sup> А 01 В 33/02, Орудие для обработки почвы. / Ловкис З.В., Бендера И.Н., Жилко А.С., Чебан Н.И., Мигаль А.Н., Герук С.Н., Райтберг Л.И. (СССР)- №1424746; заявл. 22.05.1986; опубл.; 23.09.1988, Бюл. №35 - 2с: ил.
2. А. с. СССР, МКП<sup>4</sup> А 01 В 33/02, А 01 В 49/02, Ротационный рабочий орган почвообрабатывающего орудия./ Ловкис З.В., Бендера И.Н., Герук С.Н., Турецкий Р.Л., Мигаль А.Н., Ермаков Н.К., Табенский Д.В. (СССР)- №1463145; заявл. 17.03.1986; опубл. 07.03.1989, Бюл. №9 -2 с: ил.
3. Бондаренко А.А., Дубінін О.О., Переяславцев О.М. Теоретична механіка: Підручник у 2 ч.-Ч.1: Статика. Кінематика.- К.: Знання, 2004.- 599 с.
4. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин.-К.: Изд. УАСХН, 1060.- 283 с.
5. Павловський М.А. Теоретична механіка.- К.: Техніка, 2004.- 510 с.

**Stanislav Geruk**

*National Scientific Centre "Institute for Agricultural Engineering and Electrification"*

**Mechanical model of soil loosening**

**The purpose of research.** Getting dependencies for performing power analysis and construction of mechanical- mathematical model of soil particles by rotating rough plane rotates around a horizontal axis and is inclined to it at an arbitrary angle .

**Results.** The technological process of the formation of the chip, its rotation and styling when using a knife, which is mounted in the plane of the ellipse, which is inclined at an arbitrary angle to the horizontal axis and rotates at a preset speed around it. Designed force and kinematics. Based on the general theory of helical surfaces obtained mathematical work surfaces depending knives, their power and spatial kinematic parameters of the formula to calculate the speed and acceleration.

**Conclusions.** Determination of the absolute velocity will help to justify the feasibility of parameters and operating modes of the rotary tillage machines hosted on the proposed scheme.

**soil than minimum tillage, power analysis, kinematic analysis, velocity, acceleration**

Одержано 11.10.13

УДК 62-231:621.9.04

**А. М. Кириченко, доц., д-р техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Підвищення геометричної точності гексапода

На основі кінематичних залежностей визначено вплив відхилень положення центрів шарнірних опор на точність положення робочого органа верстата. Запропоновано метод обчислення положень центрів шарнірних опор за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком.  
**точність, верстат паралельної структури, гексапод, ідентифікація, контактний датчик**

**А. Н. Кириченко**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Повышение геометрической точности гексапода**

На основе кинематических зависимостей определено влияние отклонений положения центров шарнирных опор на точность положения рабочего органа. Предложен метод вычисления положений центров шарнирных опор по результатам обмера эталонной детали измерительным контактными датчиком.

**точность, механизм параллельной структуры, гексапод, идентификация, контактный датчик**

Похибки виготовлення та монтажу обладнання паралельної структури спричиняють відхилення геометричних параметрів, зокрема координат центрів опорних шарнірів, що негативним чином позначається на точності положення робочого органа. Оскільки пряме вимірювання координат центрів шарнірів ускладнене, постає проблема ідентифікації дійсних геометричних параметрів механізму паралельної структури та внесення їх до системи управління для усунення впливу неточностей виготовлення [1].

Найбільш проста ідентифікація у випадку, коли є можливість безпосередньо виміряти просторове положення робочого органа з високою точністю. Оскільки таке вимірювання потребує складних технічних засобів, найчастіше використовуються непрямі методи: точне вимірювання окремих кутів орієнтації робочого органа [2], додаткова вимірювальна штанга [3], обмеження рухомості пасивних опор [4] або центру інструмента [5], вимірювання відхилень від заданої траєкторії при колових рухах за допомогою вимірювальної ланки [6]. Але для більшості згаданих методів або потрібне дороге вимірювальне обладнання, або ж точність ідентифікації окремих параметрів недостатня.

Для пошуку центрів отворів, прив'язки до заготовки, визначення довжини інструмента на верстатах досить широко використовується вимірювальні контактні датчики [7], яким властива висока точність (розкид спрацювання складає 1-2 мкм). Подібні контактні датчики оснащені вимірювальним щупом з високоточною рубіновою кулькою відомого діаметру, при торканні якої до поверхні деталі розмикається електричне коло і датчик подає сигнал до системи ЧПУ.

Метою роботи є підвищення геометричної точності верстата паралельної структури «гексапод» шляхом ідентифікації положень центрів шарнірних опор за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком.

Зворотна кінематична залежність механізму «гексапод» (платформа Стюарта-Гауфа) з шістьма ступенями вільності робочого органа визначає довжину штанг  $q_i$  (рис. 1) при відомих положенні та орієнтації рухомої платформи

$$q_i = \overline{A_i B_i} = |R\mathbf{r}_{B_i} + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}_{A_i}|, \quad (1)$$

де  $\mathbf{r}_{B_i}$  – радіус-вектор центру шарніра платформи в системі координат рухомої платформи;

$\mathbf{r}_0$  – радіус-вектор початку координат рухомої платформи в системі координат основи;

$\mathbf{r}_{A_i}$  – радіус-вектор центру шарніра основи в системі координат основи;

$R$  – матриця відносного повороту, яка визначає орієнтацію платформи,  $i \in 1 \dots 6$ .

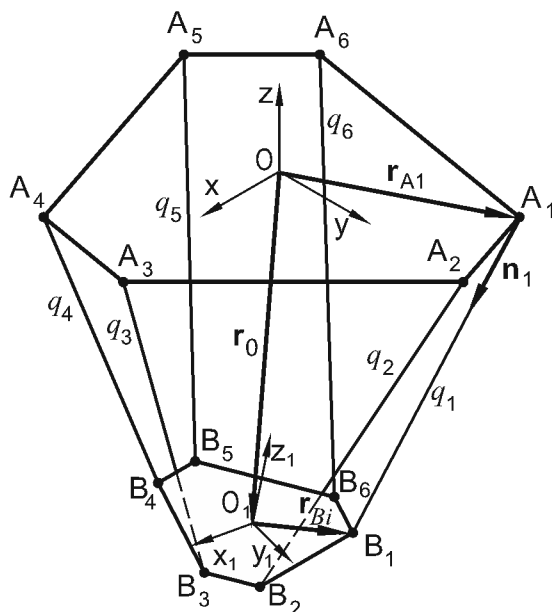


Рисунок 1 – Розрахункова схема механізму паралельної структури «гексапод»

Матриця Якобі зворотної кінематичної залежності складається з нормалізованих векторів пюкерових координат ліній штанг

$$J^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{n}_1 & \dots & \mathbf{n}_6 \\ \mathbf{r}_{A1} \times \mathbf{n}_1 & \dots & \mathbf{r}_{A6} \times \mathbf{n}_6 \end{bmatrix}^T, \quad (2)$$

де  $\mathbf{n}_i = \frac{|R\mathbf{r}_i + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}_{A_i}|}{|R\mathbf{r}_i + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}_{A_i}|}$  – одиничні вектори осей штанг.

На відміну від розрахункових кінематичних моделей, у реальному механізмі паралельної структури наявні похибки виготовлення та монтажу, що ведуть до відхилень геометричних параметрів. Якщо вважати шарнірні опори і гвинтові передачі абсолютно точними і врахувати лише похибки положення центрів опор і довжини штанг, рівняння зворотної кінематичної залежності (1) можна записати у вигляді

$$q_i + \Delta q_i = |R(\mathbf{r}_{B_i} + \Delta \mathbf{r}_{B_i}) + \mathbf{r}_0 - (\mathbf{r}_{A_i} + \Delta \mathbf{r}_{A_i})|, \quad (3)$$

де  $\Delta \mathbf{r}_{A_i}$ ,  $\Delta \mathbf{r}_{B_i}$  – вектори похибок положення центрів шарнірних опор основи та платформи відповідно. Тоді матриця Якобі зворотної кінематичної залежності (2) також представлятиме собою функцію поточного положення з врахуванням похибок  $J^{-1}(\mathbf{X}_k, \mathbf{r}_{A_i} + \Delta \mathbf{r}_{A_i}, \mathbf{r}_{B_i} + \Delta \mathbf{r}_{B_i})$ , а пряма кінематична залежність матиме вигляд

$$\mathbf{X}_{k+1} = \mathbf{X}_k + J(\mathbf{X}_k) \cdot (\mathbf{Q} + \Delta \mathbf{Q} - G(\mathbf{X}_k)), \quad (4)$$

де  $\mathbf{X}_{k+1}$  – вектор шостого порядку наступного розрахункового положення платформи;

$\Delta \mathbf{Q}$  – вектор шостого порядку похибок довжини ланок;  
 $G(\mathbf{X}_k)$  – результати розрахунку довжини ланок для поточного положення згідно (1).

Положення рухомої платформи визначається 42 параметрами, зосередженими у (3): довжинами штанг  $q_i$  і трійками координат векторів центрів шарнірних опор основи  $\mathbf{r}_{Ai}$  і платформи  $\mathbf{r}_{Bi}$ , які можна об'єднати у вектор  $\mathbf{H}$ . Вплив похибок параметрів на положення платформи можна оцінити коефіцієнтом чутливості

$$\frac{\partial \mathbf{X}}{\partial \mathbf{H}_i} = \lim_{\Delta \rightarrow 0} \frac{\mathbf{X}(\mathbf{H}_i + \Delta) - \mathbf{X}(\mathbf{H}_i)}{\Delta} \quad (5)$$

Значення коефіцієнтів чутливості збільшуються у крайніх положеннях рухомої платформи (рис. 2), що свідчить про зменшення точності на границях робочої зони.

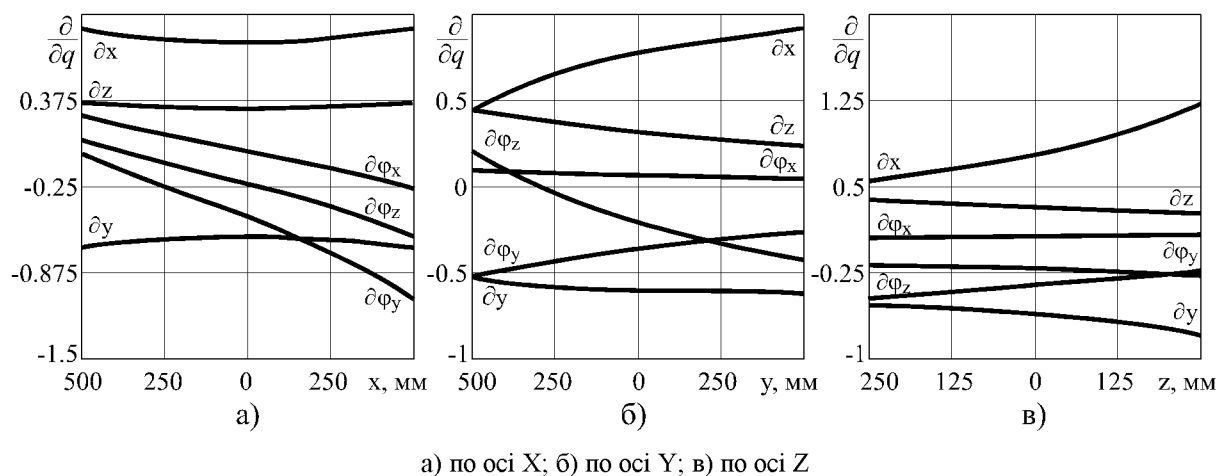


Рисунок 2 – Коефіцієнти чутливості до похибки довжини штанги в залежності від положення рухомої платформи

Оскільки точне безпосереднє вимірювання положень центрів шарнірів ускладнене, їх можна визначити непрямим шляхом за результатами вимірювання відхилень платформи від заданого положення, наприклад шляхом вимірювання встановленої на столі верстата еталонної деталі за допомогою закріпленого у шпинделі високоточного контактного датчика (рис. 3), щуп якого знаходиться на осі шпинделя.

В якості еталонної деталі можна використати паралелепіпед або куб (доступні п'ять плоских поверхонь), циліндр (циліндрична і плоска поверхні), або сферу. У цьому випадку дійсним розміром є відомий розмір еталонної деталі, а вимірним – інформація про поточне положення шпинделя від системи управління верстата.

За координатами точок дотику з урахуванням діаметра кульки щупа обчислюється вимірне значення розміру  $d_j$  ( $j = 1 \dots n$ ) і його відхилення від відомого розміру  $d_{0j}$  еталонної деталі. Вимірний розмір можна виразити як функцію

$$d_j = F(d_{0j}, \mathbf{H}), \quad (6)$$

яка описує залежність виміряного розміру у заданій точці від вектора  $\mathbf{H}$  параметрів ідентифікації. Тоді відхилення  $\Delta d_j = d_j - d_{0j}$  від відомого розміру у точці вимірювання можна визначити як суму частинних похідних функції  $F$ , які визначають вплив кожного з параметрів

$$\Delta d_j = \sum_k \frac{\partial F(d_{0j}, \mathbf{H})}{\partial h_k} \Delta h_k \quad (7)$$

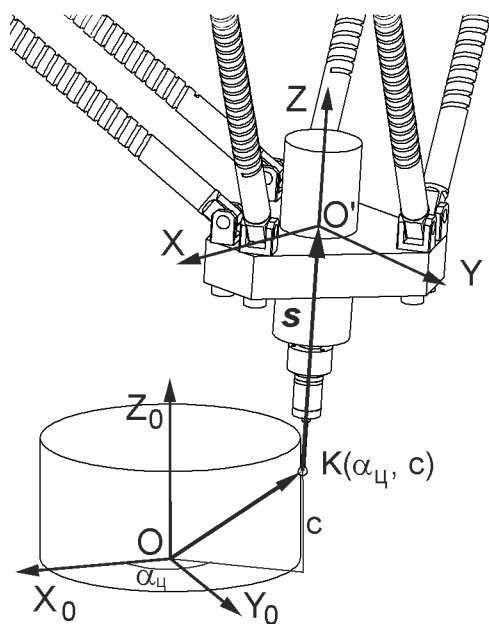


Рисунок 3 – Вимірювання еталонної деталі контактним датчиком

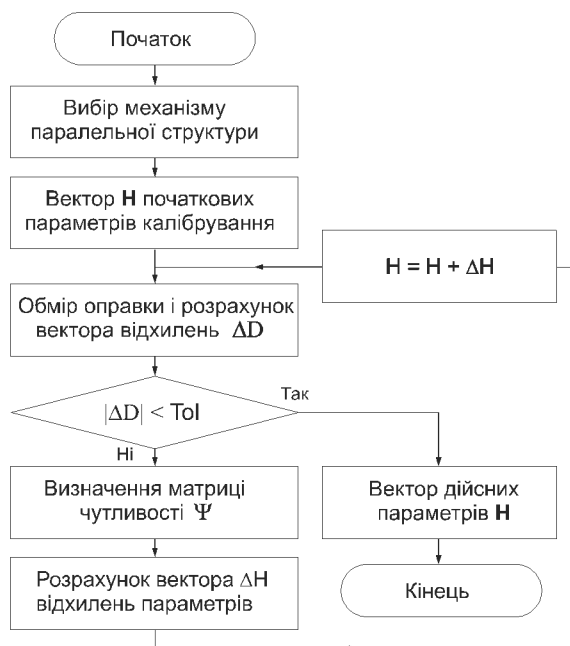


Рисунок 4 – Алгоритм ідентифікації геометричних параметрів

Об'єднавши дані про виміряні відхилення у вектор  $\Delta \mathbf{D}$  з  $n$  елементами, можна представити (7) у вигляді

$$\Delta \mathbf{D} = \Psi \cdot \Delta \mathbf{H}, \quad (8)$$

де  $\Psi$  – матриця чутливості, елементи якої являють собою частинні похідні кінематичної функції  $\frac{\partial F(d_{0j}, \mathbf{H})}{\partial h_k}$ . Використовуючи метод найменших квадратів [8], можна знайти вектор відхилень параметрів  $\Delta \mathbf{H}$ , який мінімізує похибку у рівнянні (8)

$$\Delta \mathbf{H} = (\Psi^T \Psi)^{-1} \Psi^T \Delta \mathbf{D}. \quad (9)$$

За обчисленими величинами відхилень визначаються наближення ідентифікованих параметрів, які вводяться до модуля кінематики верстата, після чого вимірювання відхилень повторюють. При досягненні заданої абсолютної величини вектора виміряних відхилень  $\Delta \mathbf{D}$  процес припиняється (рис. 4).

Компоненти матриці чутливості  $\Psi$ , приклад візуалізації елементів якої наведений на рис. 5, визначаються як проекція вектора  $\partial \mathbf{X}_j / \partial \mathbf{H}_i$  відхилення положення платформи внаслідок зміни параметру  $\mathbf{H}_i$  на нормаль  $\mathbf{u}_j$  до поверхні еталонної деталі у  $j$ -й точці вимірювання. Чутливість у поточній позиції можна оцінити абсолютною величиною вектора, складеного з усіх коефіцієнтів, а загальну чутливість – абсолютною величиною вектора  $\mathbf{P}$ , компоненти якого визначаються як  $p_k = |\partial \mathbf{X} / \partial \mathbf{H}_k|$ . Загальна чутливість може збільшуватися у 1,5-2 рази при наближенні платформи до границь робочого простору та нахилі відносно осей координат (рис. 6).

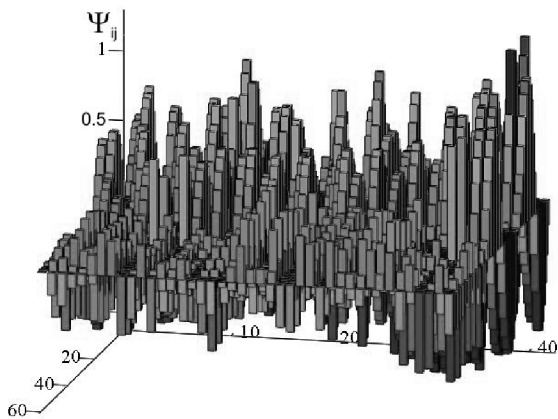


Рисунок 5 – Графічне відображення елементів матриці чутливості

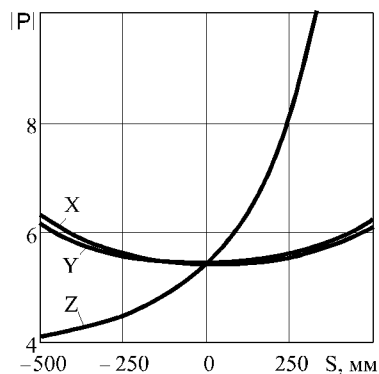
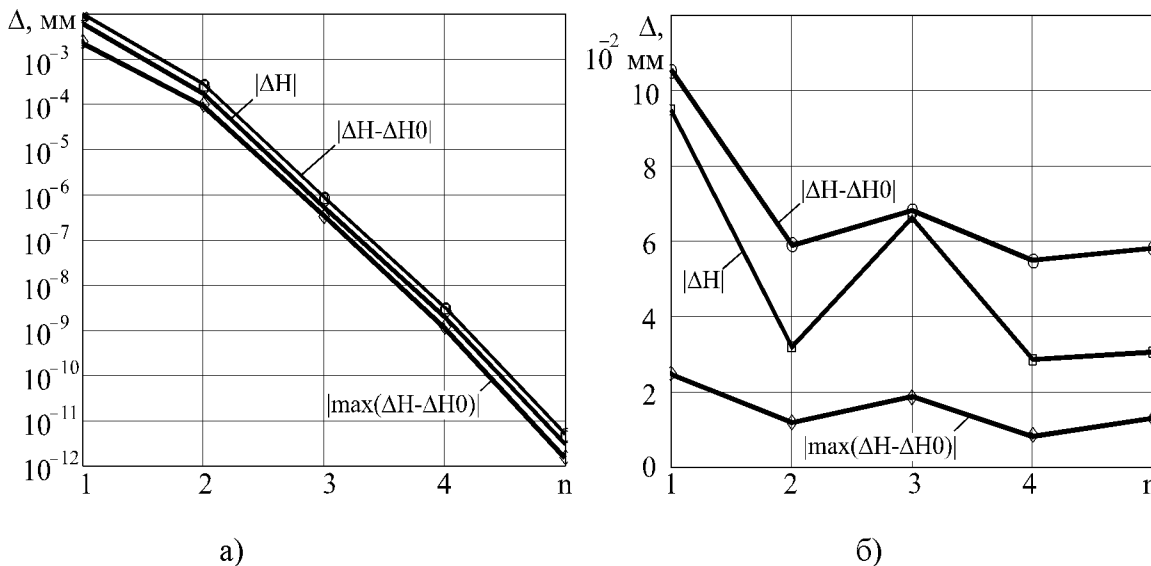


Рисунок 6 – Загальна чутливість в залежності від положення

Чисельне моделювання ідентифікації виконувалося за допомогою пакету Mathcad з використанням ітераційного алгоритму (див. рис. 4). Для зменшення кількості параметрів систему координат основи повернуто так, що вісь Y проходить через центр першого шарніру основи, а систему координат платформи так, щоб вісь координат Y проходила через центр першого шарніру платформи. Таким чином, координати X першого шарніру основи та рухомої платформи стали нульовими і їх виключено з розгляду, що дозволило зменшити кількість параметрів з 42 до 40.

В якості показника похибки ідентифікації прийнято абсолютну величину вектора відхилень параметрів  $\Delta H$ . В логарифмічних координатах графік збіжності процесу ідентифікації в залежності від номера ітерації (рис. 7, а) наближається до прямої лінії, перша ітерація зменшує похибку на 1,5 порядки, на кожному наступному кроці ітерації похибка зменшується майже на 3 порядки.



а) при відсутності похибок вимірювання, б) при величині похибки 0,05 мм

Рисунок 7 – Зміна абсолютної величини вектора відхилень

Найвні у реальному механізмі похибки вимірювання, виготовлення еталонної деталі, руху центрів шарнірних опор при моделюванні ідентифікації можна врахувати

введенням випадкових відхилень у «виміряні значення». Результати моделювання свідчать, що за наявності похибок збіжність нестабільна (рис. 7, б), при максимальній похибці вимірювання 0,05 мм абсолютна величина вектора відхилень параметрів ідентифікації складає близько 0,5 мм. Для забезпечення збіжності і зменшення похибки ідентифікації необхідно мінімізувати похибку вимірювання у реальному верстаті. Оскільки точність спрацювання контактної датчика достатня (1...2 мкм), слід максимально збільшувати точність еталонної деталі та компонентів верстата – шарнірних опор, кулькогвинтових передач, датчиків зворотного зв'язку приводів.

Експериментальні дослідження проводились на верстаті-гексаподі [9]. При обмірі контактним датчиком (рис.8) еталонної деталі діаметром 270 мм і радіусі кульки вимірювального щупа контактної датчика 2,5 мм номінальний радіус дорівнює 137,5 мм. До ідентифікації середнє квадратичне значення виміряного радіуса 137,02 мм, середньоквадратичне відхилення 0,223 мм, максимальне відхилення 0,357 мм (рис. 9). Після обчислення геометричних параметрів та внесення координат центрів шарнірів і довжини ланок до системи управління верстата середнє квадратичне значення радіуса склало 137,521 мм, середньоквадратичне відхилення 0,062 мм, максимальне відхилення 0,13 мм. Отже, ідентифікація положень центрів шарнірних опор за результатами обміру еталонної деталі контактним датчиком дозволила зменшити відхилення осі шпинделя від заданого положення у 4-5 разів.

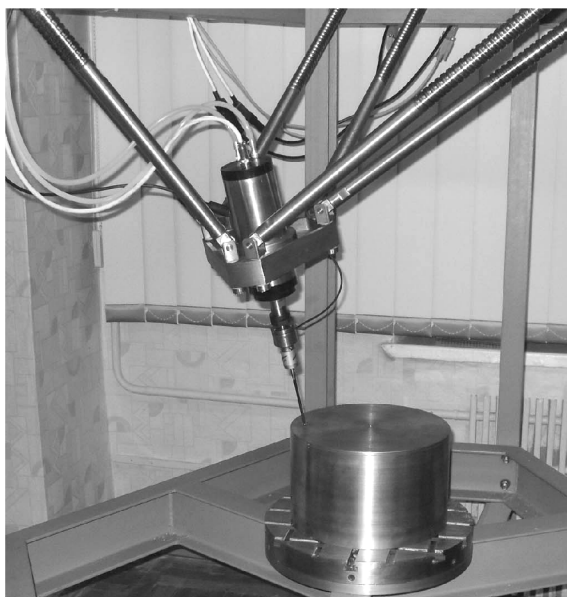


Рисунок 8 – Вимірювання оправки на верстаті

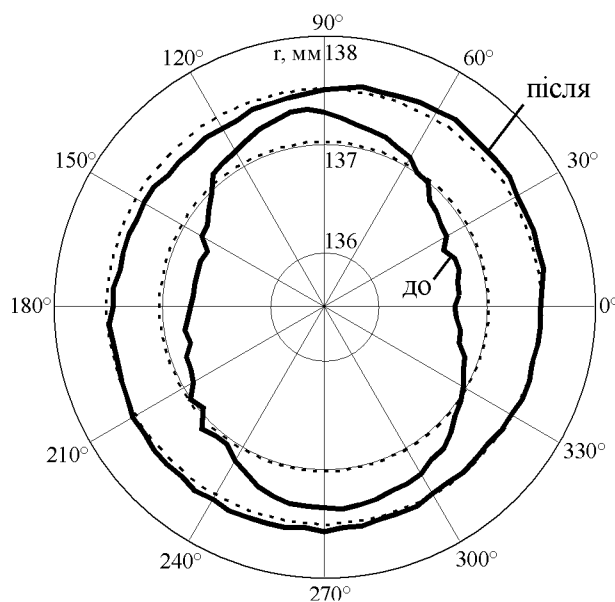


Рисунок 9 – Відхилення при вимірюванні круглої оправки до і після ідентифікації

#### Висновки:

1. З використанням кінематичних залежностей встановлено вплив похибок положення центрів шарнірних опор на точність положення та орієнтації робочого органа верстата паралельної структури «гексапод».

2. Запропоновано метод підвищення точності шляхом ідентифікації положень центрів шарнірних опор за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком.

3. За результатами моделювання та експериментальних вимірювань на верстаті паралельної структури «гексапод» встановлено, що розроблений метод дозволяє підвищити геометричну точність у 3-5 разів.

## Список літератури

1. Merlet J.-P. *Parallel Robots* / J.-P. Merlet. – Springer-Verlag New York Inc., 2006. – 394 p.
2. Besnard, S. Calibration of parallel robots using two inclinometers / S. Besnard, W. Khalil / *Robotics and Automation*. – 1999. – Vol. 3. – P. 1758-1763.
3. Patel, A. Calibration of a hexapod machine tool using a redundant leg / A. Patel, K. Ehmann // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 2000. – Vol. 40, Issue: 4. – P. 489-512.
4. Khalil, W. Self calibration of Stewart-Gough parallel robots without extra sensors // W. Khalil, S. Besnard // *IEEE Transactions on Robotics and Automation*. – 1999. – Vol. 15. – P. 1116-1121.
5. Calibration of parallel kinematic machine tools using mobility constraint on the tool center point / M. Abtahi, H. Pendar, A. Alasty, G.H. Vossough // *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. – 2009. – Vol. 45(5-6). – P. 531-539.
6. Ibaraki, S. Kinematic calibration on a parallel kinematic machine tool of the Stewart platform by circular tests / S. Ibaraki, T. Yokawa, Y. Kakino, M. Nakagawa, T. Matsushita // *Proceedings of the American Control Conference*. – 2004. – Vol.2. – P. 1394-1399.
7. <http://www.renishaw.ru/>.
8. Стренг Г. *Линейная алгебра и ее применения*. – М.: Мир, 1980. – 459 с.
9. Новіков М. Розроблення верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результати його дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // *Машинознавство*. – Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.

**Andrey Kyrychenko**

*Kirovograd National Technical University*

### **Increasing the geometric accuracy of hexapod**

The purpose of article is increasing the geometric accuracy of hexapod parallel manipulator by identifying the joint center positions.

Using hexapod kinematics the influence of joint center position errors upon accuracy of the platform position and orientation is determined. A method is suggested to calculate the joint center positions from results of measurement of reference part with a touch probe. The reference part can be a cylinder, a sphere or a cube. The identification was simulated with random errors introduced to joints center positions, also considering the reference part geometry errors and measurement errors. The method was implemented for CNC hexapod machine tool, where a cylinder shaped reference part was measured with a touch probe mounted in the spindle.

According to the results of numerical simulation and experimental measurements, the method can improve the geometric accuracy of hexapod up to 3-5 times.

**accuracy, parallel manipulator, hexapod, identification, contact sensor**

Одержано 25.10.13

УДК 631.363.285

Д.В. Кузенко, доц. канд. техн наук., І.О. Ніщенко, доц. канд. техн наук.,  
С.І. Левко, асист.

*Львівський національний аграрний університет*

## Дослідження процесу переміщення рослинної маси у формувальній головці преса

У статті досліджено вплив технологічних та конструктивних параметрів формувальної головки на зміну тиску рослинного матеріалу по довжині каналу із криволінійною твірною, що описується рівнянням трактиси. Виведено залежність тиску в каналі формувальної головки від довжини каналу, коефіцієнта бокового тиску, коефіцієнта тертя та залишкового тиску матеріалу.

**паливні брикети, головка преса, трактриса, тиск, коефіцієнт бокового тиску**

Д.В. Кузенко, І.О. Ніщенко, С.І. Левко

*Львовский национальный аграрный университет*

**Исследование процесса перемещения растительной массы в формовочной головке преса**

В статье исследовано влияние технологических и конструктивных параметров формовочной головки на изменение давления растительного материала по длине канала с криволинейной образующей, описываемой уравнением трактисы. Выведена зависимость давления в канале формовочной головки от длины канала, коэффициента бокового давления, коэффициента трения и остаточного давления материала.

**топливные брикеты, головка преса, трактриса, давление, коэффициент бокового давления**

**Постановка проблеми.** Процес отримання паливних брикетів із рослинних матеріалів є достатньо складним та енергозатратним. Результати досліджень існуючого обладнання показують, що саме ущільнення матеріалу відбувається в кінцевій частині шнека та головці преса, де одночасно відбувається формування паливного брикету [1,13,15]. Зважаючи на те, що значна частина ущільнення відбувається у каналі шнека, то відповідно до шнеків ставляться високі вимоги, щодо конструкції, матеріалу та точності виконання. На головку преса покладаються функції кінцевого ущільнення маси, її формування та релаксацію сформованого виробу. Тому її форма та довжина мають важливе значення для отримання якісного брикету.

У переважній більшості сучасних брикетувальних пресів формувальні головки мають циліндричний чи шестигранний вихідний отвір постійного перерізу, а шнеки конусної форми або з конусними кінцевими частинами та відповідною формою корпусу [1,13,15]. В таких пресах основний процес ущільнення відбувається в каналі шнека, а головка виконує функцію формування виробу та часткового ущільнення матеріалу.

Таке поєднання конструкції робочих елементів не в повній мірі задовольняє вимогам технологічного процесу ущільнення рослинної маси, коли має місце значна динаміка зміни фізико-механічних властивостей. З другої сторони використання головок з прямолінійними робочими поверхнями супроводжується непродуктивними затратами енергії на подолання опору переміщення маси.

Як показали дослідження [2] в цьому технологічному процесі доцільне використання головок з криволінійними робочими поверхнями та змінного поперечного перерізу, проте в цьому напрямку необхідно провести більш детальні теоретичні та експериментальні дослідження.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** На даний час в науково-технічних інформаційних джерелах достатньо повно висвітлено проблеми та результати дослідження процесу ущільнення різних матеріалів в робочих каналах пресів. Зокрема, деякі автори описують процес ущільнення степеневими функціями (Х. Скальвейт, С.А. Алферов, Г.Я. Фарбман, Ю.В. Подкользин) [4,6,7,14]. Інші за допомогою показникової функції (М.А. Пустигін, Х.Ф. Мак-Коолі, П.В. Яговнік, І.А. Долгов) [5,6,7,14].

Відомі теорії пресування матеріалів різних галузей виробництва не в достатній мірі описують процес ущільнення, оскільки в них не повністю враховуються фізико-механічні властивості матеріалу чи особливості конструкції пресів.

Такі залежності дають змогу описати тиск в прямолінійній робочій камері преса чи в каналі шнека з постійним перерізом, враховуючи їх конструктивні параметри та фізико-механічні особливості матеріалу. Проте для опису камери чи каналу з криволінійною твірною їх недостатньо.

В роботі [5] авторами запропонована залежність для визначення осьових напружень (тиску) в каналі із змінним поперечним перерізом маючи конструктивні параметри каналу та коефіцієнти тертя і бокового тиску маси.

Використання криволінійних робочих поверхонь у сільськогосподарській техніці дають змогу покращити технологічний процес завдяки зменшенню шкідливих опорів. Так, Горячіним В.П. [9] розглядається форма ножів соломорізок у вигляді кривих архімедової спіралі, ексцентрикової окружності, кривої оберненої розгортки. В працях Тищенка С.С. [10], запропоновано та досліджено використання логарифмічної спіралі в якості твірної леза стрічатої лапи культиватора. Для зневоднення високовологих рослинних матеріалів автором [11] запропоновано використовувати насадку із криволінійною поверхнею, що описується експоненціальним рівнянням, проте достатнього теоретичного обґрунтування ним не проведено.

**Постановка завдання.** Метою роботи є теоретично дослідити процес ущільнення рослинного матеріалу в робочому каналі із криволінійною поверхнею формувальної головки преса.

**Виклад основного матеріалу.** Нами запропоновано використовувати головку преса із робочим каналом, твірна внутрішньої поверхня якого описується трактрисою [2].

Як відомо [3], трактриса це крива в якій довжина дотичної є величиною постійною до осі абсцис (або асимптоти трактрис). Іншими словами ця крива є природно утворена завдяки найменшому опору частинки, що переміщується по ній на сталій відстані від деякої прямої (асимптоти).

Будемо вважати, що рослинний матеріал рухається рівномірно та зусилля пресування розподілено однаково по всій площині поперечного перерізу на кінці корпусу шнека.

Розглянемо процес пресування матеріалу у формувальній головці преса, внутрішня поверхня якої утворена обертанням трактрис навколо її асимптоти  $x = 0$  (рис. 1). Як відомо, рівняння трактрис у параметричній формі має вигляд [3,8]:

$$\begin{cases} x = a \ln \left( \operatorname{tg} \frac{t}{2} \right) + a \cos t & \frac{\pi}{2} \leq t < \pi, \\ y = a \sin t \end{cases} \quad (1)$$

або, після виключення параметра  $t$ :

$$x = a \ln \left( \frac{a + \sqrt{a^2 - y^2}}{y} \right) - \sqrt{a^2 - y^2}, \quad (2)$$

де  $a$  – довжина дотичної трактрис;

$t$  – кут між дотичною до трактриси та додатнім напрямом осі абсцис.

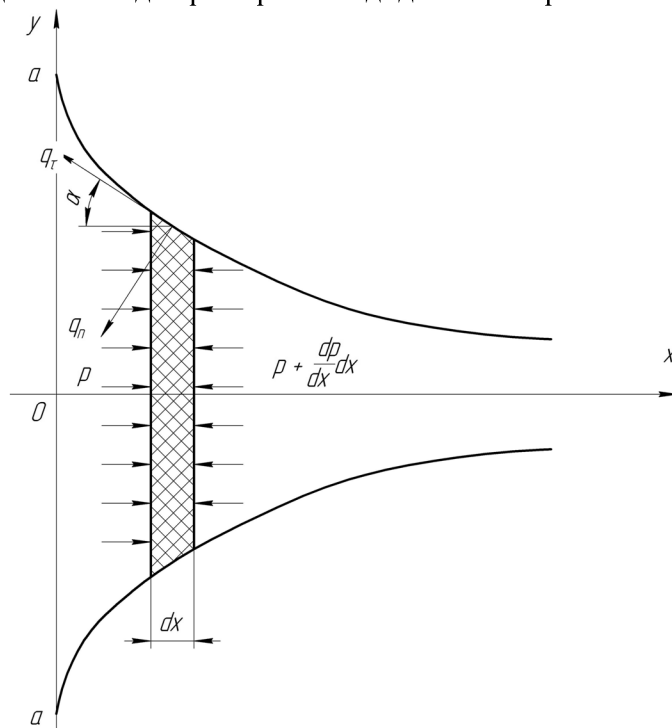


Рисунок 1 – Схема дії навантажень на елементарний об'єм матеріалу

Виріжемо двома поперечними площинами елементарний об'єм матеріалу довжиною  $dx$ . На цей об'єм діють зусилля пресування, сила опору направлені протилежно зусиллю пресування, розподілені нормальні зусилля направлені перпендикулярно дотичній кривизни стінки каналу; розподілені сили тертя матеріалу по стінці каналу.

Зусилля пресування  $F_1$ :

$$F_1 = pS, \quad (3)$$

де  $p$  – тиск;

$S$  – площа поперечного перерізу каналу:

$$S = \pi \cdot y^2(t). \quad (4)$$

Сила опору  $F_2$  визначається як:

$$F_2 = \left( p + \frac{dp}{dx} dx \right) \left( S + \frac{dS}{dx} dx \right) \approx pS + p \frac{dS}{dx} dx + S \frac{dp}{dx} dx,$$

$$\text{де } \frac{dS}{dx} = \frac{dS}{dt} \frac{dt}{dx} = 2\pi y(t) \frac{\dot{y}}{\dot{x}}.$$

Сили тертя матеріалу по стінці каналу головки  $q_t$ :

$$q_t = f_m \cdot q_n, \quad (5)$$

де  $q_n$  – розподілені нормальні зусилля;

$f_m$  – коефіцієнт тертя матеріалу по стінці камери.

Вважаємо, що прискорення, які виникають під час переміщення маси, малі, і тому силами інерції будемо нехтувати. Також нехтуємо силами власної ваги елемента на зусилля  $q_n$ .

Запишемо рівняння рівноваги елемента в проекціях на вісь  $Ox$ .

$$\sum F_x = 0;$$

$$F_1 - F_2 - q_n \cdot 2\pi y(t) dx \cdot \sin \alpha - q_t \cdot 2\pi y(t) dx \cdot \cos \alpha = 0, \quad (6)$$

$$\text{де } \cos \alpha = \frac{\dot{x}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}; \sin \alpha = \frac{-\dot{y}}{\sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2}}.$$

Оскільки

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{dx}{dt} = a \frac{\cos^2 t}{\sin t}, \\ \dot{y} &= \frac{dy}{dt} = a \cos t, \end{aligned}$$

то можемо записати, що

$$\begin{aligned} \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} &= -a \frac{\cos t}{\sin t} = -a \cdot \operatorname{ctgt}; \\ \frac{dS}{dx} &= 2\pi y(t) \cdot \operatorname{tgt}; \\ \cos \alpha &= -\cos t; \\ \sin \alpha &= \sin t. \end{aligned}$$

Підставимо вирази сил із параметром  $t$  в рівняння (6), запишемо:

$$pS - pS - p \frac{dS}{dx} dx - S \frac{dp}{dx} dx - q_n \cdot (\sin t - f_m \cos t) \cdot 2\pi y(t) dx = 0$$

або

$$\pi y^2(t) \frac{dp}{dx} + p \cdot 2\pi y(t) \cdot \operatorname{tgt} + q_n \cdot (\sin t - f_m \cos t) \cdot 2\pi y(t) = 0. \quad (7)$$

Надалі, вважаємо, що розподілене навантаження  $q_n$  залежить від діючого тиску та залишкових деформацій матеріалу, а саме:

$$q_n = \eta \cdot p + q_{\text{ce}}, \quad (8)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт бокового тиску;

$q_{\text{зл}}$  – тиск створений залишковими деформаціями матеріалу.

Враховуючи, що  $\frac{dp}{dx} = \frac{dp}{dt \cdot \dot{x}} = \frac{\sin t}{a \cos^2 t} \frac{dp}{dt}$ , після перетворень, диференціальне рівняння (7) матиме остаточний вигляд:

$$\frac{dp}{dt} + 2p \cdot \operatorname{ctg}^2 t (\operatorname{tgt} + \eta \sin t - \eta f_m \cos t) = -2q_{\text{zn}} (\operatorname{ctg}^2 t (\sin t - f_m \cos t)).$$

Знайдемо спочатку розв'язок однорідного рівняння:

$$\frac{dp}{dt} + 2p \cdot \operatorname{ctg}^2 t (\operatorname{tgt} + \eta \sin t - \eta f_m \cos t) = 0.$$

Відокремлюємо змінні і проводимо інтегрування:

$$\int \frac{dp}{p} = -2 \int \left( \operatorname{ctgt} + \eta \frac{\cos^2 t}{\sin t} - \eta f_m \frac{\cos^3 t}{\sin 2t} \right) dt + \ln B,$$

де  $B$  – довільна постійна.

Звідси

$$\ln p = -2 \left( \ln \sin t + \eta \left( \operatorname{tgt} \frac{t}{2} + \cos t \right) - \eta f_m \left( -\frac{1}{\sin t} - \sin t \right) + \ln B \right).$$

Після потенціювання одержимо:

$$p = B \frac{e^{-2\eta \left( \cos t + f_m \left( \frac{1}{\sin t} + \sin t \right) \right)}}{\sin^2 t \left( \operatorname{tg} \frac{t}{2} \right)^{2\eta}}. \quad (9)$$

Розв'язок неоднорідного рівняння знаходимо методом варіації постійної  $B(t)$ :

$$\frac{dB}{dt} = -2q_{3л} ctg^2 t (\sin t - f_m \cos t) \times \sin^2 t \left( tg \frac{t}{2} \right)^{2\eta} \cdot e^{2\eta \left( \cos t + f_m \left( \frac{1}{\sin t} + \sin t \right) \right)}.$$

Звідси знаходимо  $B(t)$ :

$$B(t) = -2q_{3л} \int_{\frac{\pi}{2}}^t \cos^2 z (\sin z - f_m \cos z) \left( tg \frac{z}{2} \right)^{2\eta} \times e^{2\eta \left( \cos z + f_m \left( \frac{1}{\sin z} + \sin z \right) \right)} dz.$$

Враховуючи початкові умови: при  $t = \frac{\pi}{2}$ ,  $p = p_0$ , запишемо вираз для зміни тиску в кінцевому вигляді:

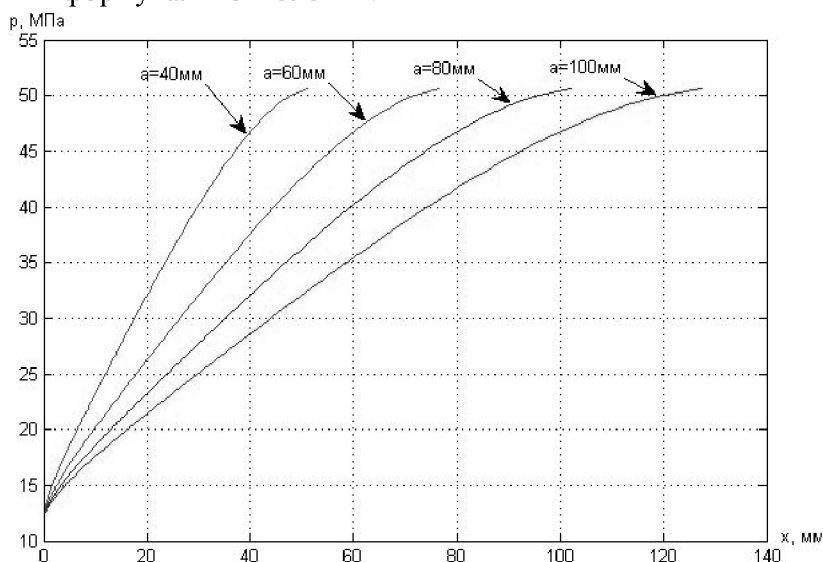
$$p(t) = \frac{e^{-(h(t) - 4\eta f_0)}}{\sin^2 t \left( tg \frac{t}{2} \right)^{2\eta}} \left( p_0 - 2q_{3л} \int_{\frac{\pi}{2}}^t u(z) e^{h(z)} dz \right), \quad (10)$$

$$\text{де } h(t) = \left( \cos t + f_0 \left( \frac{1}{\sin t} + \sin t \right) \right) 2\eta;$$

$$u(z) = \cos^2 z (\sin z - f_0 \cos z) \left( tg \frac{z}{2} \right)^{2\eta}.$$

Отримана залежність дає змогу визначити тиск рослинної маси у певній ділянці по довжині каналу формувальної головки.

На основі отриманих залежностей (1), (2), (4) і (10) нами була складена програма в середовищі MATLAB, за допомогою якої побудовані графіки залежностей (рис. 2) тиску по довжині формувальної головки.



Початковий осьовий тиск  $p_0 = 12$  МПа; залишковий боковий тиск  $q_{3л} = 0,24$  МПа; коефіцієнт бокового тиску  $\eta = 0,35$ ; коефіцієнт тертя рослинного матеріалу по поверхні головки  $f_m = 0,32$

Рисунок 2 – Зміна тиску рослинного матеріалу по довжині формувальної головки для різних значень параметру  $a$

Як бачимо із графіків наростання тиску відбувається по всій довжині головки та на кінцевій ділянці інтенсивність росту спадає. Це пов'язано з тим, що на кінцевій ділянці каналу кривизна поверхні значно менша на одиницю довжини каналу, а отже й менша інтенсивність зміни об'єму маси та його впливу на зміну тиску.

**Висновки.** Отримано залежності, що дають передумови для визначання конструктивних параметрів формувальної головки маючи відомі коефіцієнт бокового тиску, залишковий тиск рослинної маси та коефіцієнт тертя маси по поверхні головки. Отже подальші дослідження необхідно спрямувати на визначення цих параметрів.

## Список літератури

1. Аналітичний огляд процесів і засобів для виготовлення паливних брикетів з рослинних матеріалів / Д. В. Кузенко, Л. М. Кузенко, О. М. Крупич, С. І. Левко // Збірник праць V Міжнародної науково-технічної конференції "MOTROL-2011" т.13D. – С.258–268.
2. Кузенко Д. В. Обґрунтування конструкції формувальної головки преса для рослинних матеріалів / Д. В. Кузенко, С. І. Левко / Вісник Львів. НАУ «Агроінженерні дослідження». – №16, Львів, 2012. – С. 246-253.
3. Савелов А. А. Плоские кривые. Систематика, свойства, применения. (Справочное руководство) / А. А. Савелов; – М.: Гос. Издат. Физико-математической л-ры. 294 с.
4. Алферов С. А. Закономерности при сжатии соломы / С. А. Алферов // Л.: Сельхозмашина. – 1957. – №3.
5. Кучинскас З. М. Оборудование для сушки, гранулирования и брикетирования кормов / З. М. Кучинскас, В. И. Особов, Ю. Л. Фрегер – М.: Агропромиздат, 1988. – 208 с.
6. Левко С. І. Огляд теорій процесу пресування /С. І. Левко // Вісник Львів. НАУ «Агроінженерні дослідження». – Львів, 2010. – №15. – С. 458-467.
7. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников – Л.:Колос, 1978. – 560 с.
8. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике / М. Я. Выгодский. - М.: «Наука» 1977, 872 с.
9. Горячкин В. П. Собрание починений в 3 т. / В. П. Горячкин. Изд. 2-е, М.: «Колос», 1968 т.3 – 384 с.
10. Тищенко С. С. Проектирование стрельчатых культиваторных лап с криволинейным лезвием / С. С. Тищенко // Науковий вісник ЛНАУ. – 2004. Вип 73. – С.304-309.
11. Луц П. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів двогвинтового пресу для зневоднення високо вологих кормів: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Луц Павло Михайлович – Вінниця, 2012 – 20 с.
12. Grochowicz J. Wpływ wilgotności i stopnia rozdrobnienia na energię zagęszczania i wytrzymałość brykietów lubinowych / J. Grochowicz, D. Andrejko, J. Mazur // MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa. – Lublin, 2004. – Tom 6. 2004. – ss. 96–103.
13. Машины и аппараты пищевых производств : учеб. для вузов : в 2 кн. Кн. 1 / [С. Т. Антипов, И. Т. Кретов, А. Н. Остриков и др. ]; под ред. В. А. Панфилова. – М. : Высш. шк., 2001. – 703 с.
14. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / [Д. Г. Войтюк, В. М. Барановський, В. М. Булгаков та ін.]; за ред. Д. Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
15. Кукта Г.М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г.М. Кукта – М.: Агропромиздат, 1987. – 303 с.

**Dmitry Kuzenko, I. Nishchenko, S. Levko**

*Lviv National Agrarian University*

### **Research of movement plant mass in molding head press**

Purpose of work is theoretically investigate the process of compaction plant material in the working channel of the curved surface of the molding head screw press for plant materials.

The influence of technological and structural parameters of the molding head in the pressure plant material along the length of the curved channel traces that equation traktysy. Displaying dependence of pressure in the channel forming heads on the length of the channel coefficient of lateral pressure, friction coefficient and residual pressure material.

The dependences give conditions for determining design parameters of the molding head.

**fuel briquet, press head, tractrix, pressure, coefficient of side-thrust**

Одержано 05.10.13

УДК 631.354:633.1

С. В. Кюрчев, доц., канд. техн. наук, И. А. Леженкин, асп.<sup>4</sup>

*Таврический государственный агротехнологический университет, г. Мелитополь*

## Статистические модели механико-технологических свойств очесанного вороха озимой пшеницы

В статье приводятся статистические модели в виде распределений случайных величин механико-технологических свойств очесанного вороха зерновых, а также дается их статистический анализ.

**статистическая модель, статистические характеристики, плотность распределения случайных величин, очесанный ворох, озимая пшеница, фракционный состав, плотность вороха**

С. В. Кюрчев, І.О. Леженкін

*Таврійський державний агротехнологічний університет, м. Мелітополь*

**Статистичні моделі механіко-технологічних властивостей обчисаного вороху озимі пшениці**

В статті наводяться статистичні моделі у вигляді розподілів випадкових величин механіко-технологічних властивостей обчисаного вороху зернових, а також дається їх статистичний аналіз.

**статистична модель, статистичні характеристики, щільність розподілу випадкових величин, обчисаний ворох, озима пшениця, фракційний склад, щільність вороху**

**Постановка проблемы.** Уборка зерновых культур является ключевой операцией в процессе производства зерна. Она подводит итог всем предыдущим работам, вложенным средствам, и естественно от качественного ее проведения зависит общий успех земледельца. На сегодняшний день уборочный процесс в основном выполняется зерноуборочными комбайнами, однако их общее количество за последние 20 лет уменьшилось в три раза, а физический износ оставшихся значительно увеличился. В хозяйствах преобладают в основном комбайны импортного производства, которые к сожалению многим зернопроизводителям не по карману. Да и отечественные комбайны многим крестьянам приобрести не под силу. Исправить сложившуюся ситуацию можно за счет внедрения технологии очесывания растений на корню. При этом сбор очесанного вороха осуществляют в поле, а его доработку на стационаре [1]. Очесанный ворох представляет собой многокомпонентную смесь, которую невозможно разделять на существующих ворохоочистителях. Поэтому возникает проблема разработки устройства для сепарации очесанного вороха. Решение данной проблемы прямым образом связано с исследованиями механико-технологических свойств очесанного вороха.

**Анализ последних публикаций.** Работы по обоснованию технологии очесывания растений на корню начаты в ВИСХОМе в 50-е годы прошлого столетия [2], а затем возобновлены в 70-е годы. Пионерам возрождения очеса был Мелитопольский институт механизации сельского хозяйства (ныне Таврический государственный агротехнологический университет). Выполнен колоссальный объем работы, а именно обоснованы научные основы обмолота растений на корню [3], разработаны и исследованы рабочие органы для очеса растений на корню [4, 5, 6]. Физико-механические свойства очесанного вороха рассмотрены в работе [7]. Однако в этих

© С. В. Кюрчев, И. А. Леженкин, 2013

<sup>4</sup> Научный руководитель – С. В. Кюрчев, доц., канд. техн. наук

работах рассматривается очесанный ворох риса, существенным образом отличающийся от вороха зерновых колосовых культур.

Работы [8, 9 10, 11] посвящены исследованию содержания отдельных компонентов в очесанном ворохе. Для воссоздания общей картины необходимо выполнить статистический анализ механико-технологических свойств очесанного вороха.

**Формулирование целей статьи.** Построить статистические модели механико-технологических свойств очесанного вороха озимой пшеницы.

**Основная часть.** Для получения информации о фракционном составе очесанного вороха был проведен полевой эксперимент. Методика проведения эксперимента заключалась в следующем. Уборочный агрегат (рис. 1) [12], состоящий из колесного трактора, прицепной уборочной машины с очесывающими рабочими



Рисунок 1 – Общий вид уборочного агрегата

органами и прицепа для сбора очесанного вороха, выполнял технологический процесс уборки. В результате воздействия очесывающих рабочих органов на соцветия растений получался очесанный ворох, который транспортировался в прицеп. После прохода зачетной делянки агрегат останавливался и из прицепа отбирались пробы. Для получения репрезентативной выборки эксперимент выполнялся в пятикратной повторности и после каждой повторности отбиралось по 10 проб. Общий объем выборки составил

50 значений.

Получение первичной информации о фракционном составе очесанного вороха осуществлялось путем разбора проб, отобранных в полевых условиях.

Дальнейший анализ первичной информации проводился с использованием методов теории вероятностей [13] и математической статистики [14].

Вначале были определены среднеарифметические значения содержания каждого компонента в очесанном ворохе. Результаты расчетов приведены на диаграмме (рис. 2).

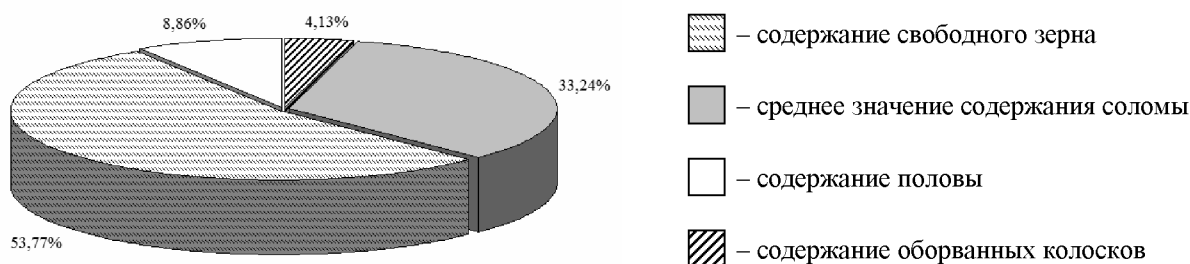


Рисунок 2 – Диаграмма среднеарифметических значений компонентов очесанного вороха пшеницы

Для определения величины рассеивания значений компонентов очесанного вороха были вычислены их среднеквадратические отклонения по формуле [13]:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{X} - X_i)^2}{N-1}} \quad (1)$$

Затем определяем коэффициент вариации содержания каждой фракции в очесанном ворохе, для чего используем формулу [13]:

$$V = \frac{\sigma}{\bar{X}} \times 100\%, \quad (2)$$

где  $\sigma$  – среднеквадратическое отклонение;  
 $V$  – коэффициент вариации;  
 $\bar{X}$  – среднее значение.

Полученные статистические характеристики содержания каждого компонента в очесанном ворохе приведены на рис. 3.

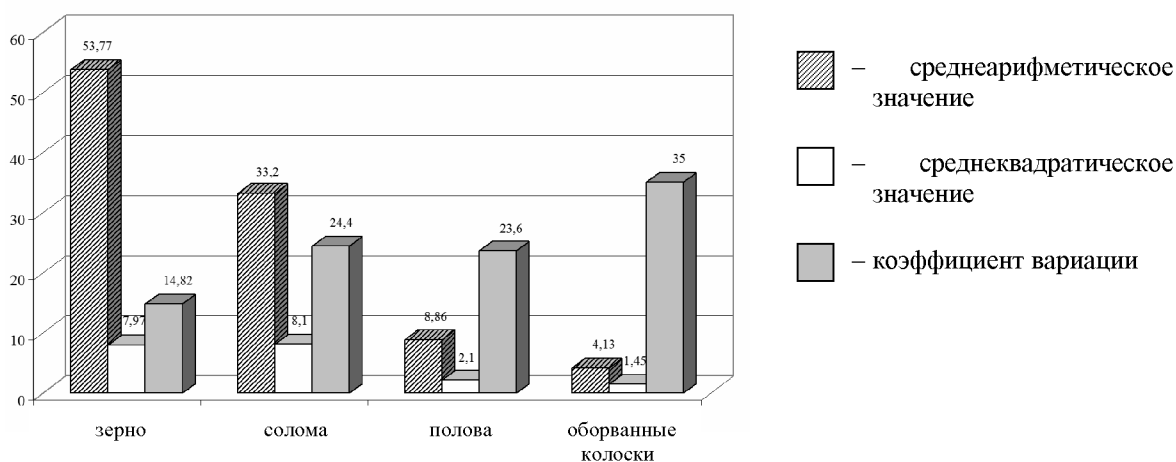


Рисунок 3 – Диаграмма статистических характеристик содержания отдельных компонентов в очесанном ворохе

Анализируя приведенные диаграммы (рис. 2 и рис. 3) следует отметить, что очесанный ворох озимой пшеницы содержит четыре компонента, при этом свободного зерна содержится больше половины 53,77%, соломы и крупных примесей 33,2%, полова 8,86% и оборванных колосков 4,13%. Наибольший разброс значений относительно среднего наблюдается у оборванных колосков, коэффициент вариации составил 35%, наименьшее значение коэффициента вариации у свободного зерна  $V = 14,82\%$ .

Дальнейшая обработка полученной информации заключалась в нахождении абсолютной и относительной ошибок [13].

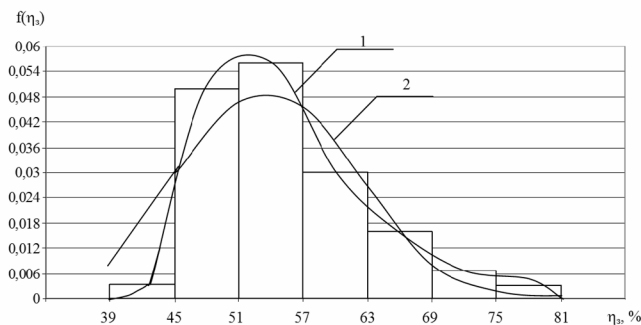
$$\Delta X = \frac{\sigma}{\sqrt{N}}, \quad \delta X = \frac{\Delta X}{\bar{X}} \times 100\%, \quad (3)$$

где  $\Delta X$  – абсолютная ошибка определения среднего арифметического;  
 $\delta X$  – относительная ошибка (показатель точности определения среднего арифметического).

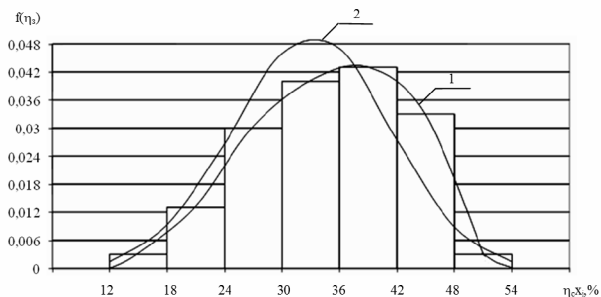
После проведения расчетов оказалось, что среднее арифметическое значение для всех компонентов было определено с достаточной точностью ( $\delta X < 5\%$ ).

Построим кривые плотности распределения вероятностей содержания каждого компонента в очесанном ворохе [13].

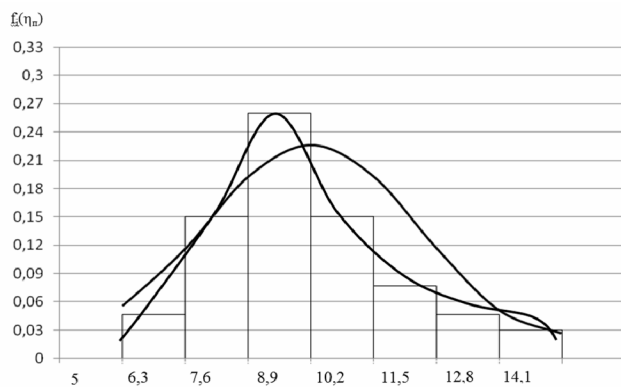
Кривые распределения вероятностей фракционного состава очесанного вороха приведены на рисунках 4...7.



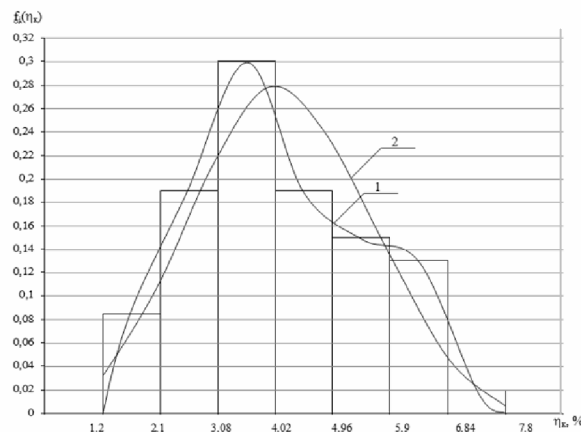
**Рисунок 4 – Плотность распределения содержания свободного зерна в очесанном ворохе озимой пшеницы**



**Рисунок 5 – Плотность распределения содержания соломы в очесанном ворохе озимой пшеницы**



**Рисунок 6 – Плотность распределения содержания полове в очесанном ворохе озимой пшеницы**



**Рисунок 7 – Плотность распределения содержания оборванных колосков в очесанном ворохе озимой пшеницы**

Для оценки адекватности полученного закона распределения значений содержания каждого компонента используем критерий Пирсона [13]. Расчет по критерию Пирсона показал, что для всех четырех компонентов значение критерия Пирсона не превышает табличное, т.е. полученные распределения подчиняются нормальному закону. Тогда статистические модели содержания каждого компонента в очесанном ворохе имеют вид:

– для свободного зерна

$$f(\eta_z) = 0,05 \times e^{-\frac{(53,77 - \eta_z)^2}{127}}; \quad (4)$$

– для соломы

$$f(\eta_c) = 0,05 \times e^{-\frac{(33,2 - \eta_c)^2}{131}}; \quad (5)$$

– для половы

$$f(\eta_n) = 0,19 \times e^{-\frac{(8,86-\eta_n)^2}{8,82}}; \quad (6)$$

– для оборванных колосков

$$f(\eta_k) = 0,28 \times e^{-\frac{(4,13-\eta_k)^2}{4,2}}. \quad (7)$$

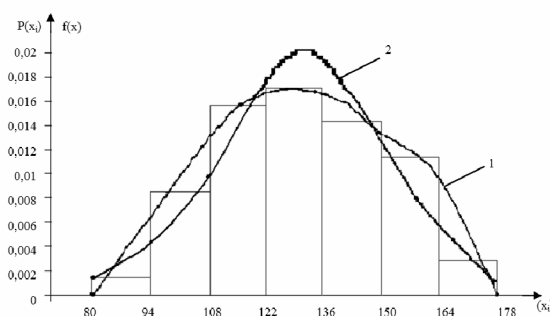
Вторым этапом исследований было определение плотности очесанного вороха. Методика проведения экспериментов заключалась в следующем. В специально изготовленный деревянный ящик размерами 0,5 м × 0,5 м × 0,5 м, отбирались из прицепа пробы очесанного вороха, которые впоследствии взвешивались на весах.

Результаты взвешиваний заносились в журнал первичной информации. Объем выборки составил 50 значений. Были определены по известной методике расчеты статических характеристик плотности очесанного вороха озимой пшеницы, результаты которых представлены в табл. 1.

Таблица 1 – Статистические характеристики плотности очесанного вороха

№	Наименование статистических характеристик	Единица измерения	Значение
1	Среднеарифметическое значение	кг/м <sup>3</sup>	129
2	Среднеквадратическое отклонение	кг/м <sup>3</sup>	20,6
3	Коэффициент вариации	%	15,7
4	Абсолютная ошибка определения среднеарифметического значения	кг/м <sup>3</sup>	2,91
5	Относительная ошибка определения среднеарифметического значения	кг/м <sup>3</sup>	2,26

Строим кривую распределения плотности очесанного вороха (рис. 8).



1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая кривая

Рисунок 8 – Кривые распределения плотности очесанного вороха

Для проверки адекватности закона распределения используем критерий Пирсона [13]. Расчет показал, что  $\chi_T^2 > \chi_{\alpha}^2$  ( $1,145 > 0,013$ ), адекватность полученной статистической модели плотности очесанного вороха пшеницы удовлетворяется.

Статистическая модель плотности очесанного вороха имеет вид:

$$f(x) = \frac{1}{20,6\sqrt{2\pi}} \times e^{-\frac{(129-x)^2}{8,98}}. \quad (8)$$

Третьим этапом исследований явилось установление взаимосвязи между плотностью вороха и содержанием свободного зерна. График зависимости содержания свободного зерна от плотности вороха приведен на рис. 9.

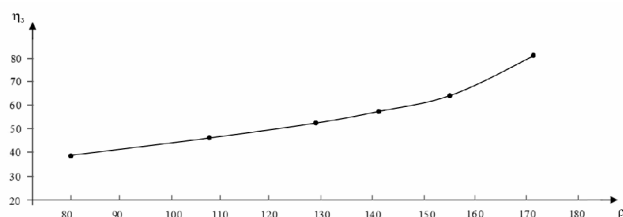


Рисунок 9 – Зависимость содержание свободного зерна от плотности очесанного вороха

Как видно из рис. 9 содержание свободного зерна в очесанном ворохе зависит от его плотности. При увеличении плотности вороха содержание свободного зерна увеличивается по нелинейной зависимости.

#### Выводы.

1. Выявлено, что среднее значение содержания свободного зерна в очесанном ворохе составляет 53,77%, при этом среднее квадратическое отклонение равно 7,97%, а коэффициент вариации 14,82%.

2. Распределение значений содержания свободного зерна в очесанном ворохе подчиняется нормальному закону, статистическая модель содержания свободного зерна в очесанном ворохе имеет вид:  $f(\eta_s) = 0,05 \times e^{-\frac{(53,77-\eta_s)^2}{127}}$ .

3. Установлено, что среднее значение содержания соломы в очесанном ворохе составляет 33,2, а среднее квадратическое отклонение равно 8,1% и коэффициент вариации 24,4%.

4. Математическая модель содержания соломы в очесанном ворохе озимой пшеницы имеет вид:  $f(\eta_c) = 0,05 \times e^{-\frac{(33,2-\eta_c)^2}{131}}$ .

5. Среднее значение содержания полеры в очесанном ворохе озимой пшеницы составило 8,86, при этом среднее квадратическое отклонение равно 2,1%, а коэффициент вариации 23,6%.

6. Значения содержания полеры в очесанном ворохе подчиняется нормальному закону. Статистическая модель имеет вид:  $f(\eta_n) = 0,19 \times e^{-\frac{(8,86-\eta_n)^2}{8,82}}$ .

7. Определено, что среднее значение содержания оборванных колосков в очесанном ворохе озимой пшеницы составило 4,13%.

8. Выявлено, что среднее квадратическое отклонение содержания оборванных колосков в очесанном ворохе составило 1,45%, при этом коэффициент вариации равен 35%, что свидетельствует о существенном разбросе значений содержания оборванных колосков относительно среднеарифметического.

9. Статистическая модель содержания оборванных колосков в очесанном ворохе озимой пшеницы имеет вид:  $f(\eta_k) = 0,28 \times e^{-\frac{(4,13-\eta_k)^2}{4,2}}$ .

10. Среднее значение плотности очесанного вороха составляет 129 кг/м<sup>3</sup>, а среднее квадратическое отклонение равняется 20,6 кг/м<sup>3</sup>.

11. Статическая модель плотности очесанного вороха имеет вид:

$$f(x) = \frac{1}{20,6\sqrt{2\pi}} \times e^{-\frac{(129-x)^2}{8,98}}$$

12. Установлена корреляционная зависимость между плотностью очесанного вороха и содержанием свободного зерна. С увеличением плотности вороха содержание свободного зерна увеличивается по нелинейному закону.

## Список литературы

1. Пат. кор. мод. 20841 Україна, МПК А01D 41/08. Спосіб збирання зернових культур / О. М. Леженкін (Україна). №U200609091; под. 16.08.2006; надр. 15.02.2007, бюл. №2.
2. Машина для обмолота зерновых культур на корню: отчет по НИР / ВИСХОМ; руководитель М. А. Пустыгин. – Тема №1205. – М., 1952. – 71 с.
3. Шабанов П. А. Механико-технологические основы обмолота зерновых культур на корню: дис... докт. техн. наук / П. А. Шабанов; МИМСХ. – Мелитополь, 1988. – 336 с.
4. Повиляй В. М. Исследование процесса уборки селекционных посевов риса методом очесывания метелок на корню и обоснование параметров очесывающего устройства: дис... канд. техн. наук / В. М. Повиляй. – Краснодар, 1980. – 165 с.
5. Данченко Н. Н. Обоснование параметров щеточного устройства для очесывания метелок риса на корню: автореф. дис... канд. техн. наук / Н. Н. Данченко. – Челябинск, 1983. – 15 с.
6. Гончаров Б. И. Исследование рабочего процесса очесывающего устройства для обмолота риса на корню с целью уменьшения потерь зерна: дис... канд. техн. наук / Б. И. Гончаров. – М., 1982. – 217 с.
7. Аблогин Н. Н. Обоснование технологической схемы и параметров устройства для сепарации очесанного вороха риса: дис... канд. техн. наук / Н. Н. Аблогин. – Мелитополь, 1997. – 215 с.
8. Леженкин И. А. Статистический анализ содержания свободного зерна в очесанном ворохе озимой пшеницы / И. А. Леженкин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т. 2. – С. 183-187.
9. Леженкин И. А. Математическая модель содержания соломы в очесанном ворохе озимой пшеницы / И. А. Леженкин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2013. – Вип. 13. – Т. 3. – С. 57-62.
10. Леженкин И. А. Анализ содержания оборванных колосков в очесанном ворохе озимой пшеницы / И. А. Леженкин // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т. 5. – С. 149-154.
11. Леженкин И. А. Статистическая модель содержания половы в очесанном ворохе озимой пшеницы / И. А. Леженкин // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – Харків, 2013. – Вип. №132. Технічні системи і технології тваринництва. – С. 355-360.
12. Леженкин А. Н. Машина с очесывающим устройством. / А. Н. Леженкин // Сел. механизатор. – 2004. – №12. – С. 2.
13. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – М.: Изд. Физико-математической литературы, 1962. – 564 с.
14. Боровков А. А. Математическая статистика. Оценка параметров и проверка гипотез / А. А. Боровков. – М.: Наука, 1984. – 472 с.

### **Sergey Kiurchev, Ivan Lezhenkin**

*Tavria State Agrotechnological University*

#### **Statistic models of mechanical and technological properties of winter wheat combed heap**

To build statistic models of mechanical and technological properties of winter wheat combed heap.

A field experiment was carried out to obtain combed heap. A harvesting aggregate included a wheeled tractor, trailed harvesting machine and a trailer for combed heap gathering. The harvester passed a test plot of land.

Then the aggregate stopped and fifty samples have been chosen to define density of the combed heap breakup. Later the samples were sorted out and the primary information about the percentage of every component content was obtained. The primary information has been processed by the probability theory and mathematical statistics methods. Consequently main statistic characteristics of every component content, statistic models in the form of distribution laws of random variables have been got. The same information was obtained for the combed heap.

It was ascertained that the value of the combed heap components content and its density obeyed to the normal distribution law of random variables. The check according Pirson criterion showed that all the received models are adequate.

**statistic model, statistic characteristics, the density of random variables distribution, breakup, heap density**

Одержано 19.09.13

УДК 631.316

Ю.М. Лабатюк<sup>5</sup>, інж.

*Інститут олійних культур НААНУ, м. Запоріжжя (Україна)*

## Техніко-економічна ефективність застосування ярусного глибокорозпушувача

Проведено розрахунок економічної ефективності застосування глибокорозпушувача з пошаровим обробітком важких богарних та зрошуваних ґрунтів.

**ґрунт, глибокорозпушувач, чизель, економічна ефективність, ПЧ-2,5**

Ю.М. Лабатюк

*Інститут масличних культур НААНУ, г. Запоріжжя (Україна)*

**Технико-экономическая эффективность применения ярусного глубокорыхлителя**

Проведен расчет экономической эффективности применения глубокорыхлителя с послойной обработкой тяжелых богарных и орошаемых почв.

**почва, глубокорыхлитель, чизель, экономическая эффективность, ПЧ-2,5**

**Постановка проблеми.** Економічний ефект від використання ярусного глибокорозпушувача обумовлений зниженням питомого тягового опору з одночасним підвищенням якості обробітку ґрунту. В результаті зменшуються приведені витрати на 1 га оброблюваної площі.

**Мета досліджень.** Провести розрахунок економічної ефективності застосування глибокорозпушувача з пошаровим обробітком важких богарних та зрошуваних ґрунтів.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Для визначення економічної ефективності ярусного глибокорозпушувача ЯГР в якості базового знаряддя використовувалась рама ГУН-4, переобладнана для кріплення робочих органів дослідного знаряддя (рис. 1). Технічна характеристика дослідного ЯГР-2 представлено в табл. 1.



Рисунок 1 – Загальний вигляд дослідного ЯГР

<sup>5</sup> Науковий керівник – І.А. Шевченко, проф., д-р техн. наук, член-кореспондент НААН

В якості порівняльного знаряддя було обрано плуг чизельний ПЧ-2,5 (рис. 2). Технічна характеристика плуга чизельного ПЧ-2,5 представлено в табл. 1.



Рисунок 2 – Загальний вигляд ПЧ-2,5

Таблиця 1 – Технічна характеристика глибокорозпушувачів

Показники	ПЧ-2,5	Дослідний ЯГР-2
1	2	3
Кількість робочих органів, шт	5	8
Ширина захвату, м	2	2
Глибина обробітку, м	40	40
Робоча швидкість, км/год	До 8	До 8
Показник якості розпушування ґрунту, %	25...39,5	71,5...80,5
Тяговий опір, кН	3,87...4,12	2,84...2,91
Маса, кг	950	1230
Агрегатується	Клас 3	Клас 3

Розрахунок економічної ефективності виконано відповідно до загальновідомих методик методом послідовного порівняння значень відповідних показників базового й порівнюваного варіантів згідно [1, 2, 3, 4].

Річний економічний ефект ( $E_p$ ) визначався, як різниця приведених витрат за варіантами:

$$E_p = (U_B - U_H + D) \cdot W_T, \quad (1)$$

де  $U_B$ ,  $U_H$  – наведені витрати на 1 га при базовому і проектному варіантах, грн./га;

$W_T$  – річний виробіток агрегату, га;

$D$  – додатковий чистий дохід за рахунок збільшення кількості продукції, грн./га.

Наведені витрати на 1 га визначаються за формулою:

$$U = C + E \cdot K_{уд} \quad (2)$$

де  $C$  – прямі експлуатаційні витрати, грн./га;

$E$  – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень;

$K_{уд}$  – питомі капітальні вкладення, грн./га.

Прямі експлуатаційні витрати визначаються наступним чином:

$$C = Z + Z_T + A_T + A_{CM} + P_T + P_{CM}, \quad (3)$$

де  $Z$  – зарплата тракториста, грн./га;

$Z_T$  – витрати на паливо та мастильні матеріали, грн./га;

$A_T$  – амортизаційні відрахування на трактор, грн./га;

$A_{CM}$  – амортизаційні відрахування на глибокорозпушувач, грн./га;

$P_T$  – відрахування на ремонт і ТО трактора, грн./га;

$P_{CM}$  – відрахування на ремонт і ТО глибокорозпушувача, грн./га;

Зарплата тракториста визначається за залежністю:

$$Z = T \cdot f_T; \quad (4)$$

$T$  – затрати труда на 1 га, люд.-год./га

$$T = N_T / W_E; \quad (5)$$

$N_T$  – кількість обслуговуючого персоналу;

$W_E$  – експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год.

$$W_E = W_T \cdot \phi_E; \quad (6)$$

$W_T$  – технічна продуктивність агрегату, га/год.

$$W_T = W \cdot K_B; \quad (7)$$

$W$  – теоретична продуктивність агрегату, га/год.

$$W = 0,1B \cdot V_P; \quad (8)$$

$B$  – ширина захвата, м;

$V_P$  – робоча швидкість, км/год.;

$K_B$  – коефіцієнт використання ширини захвату;

$\phi_E$  – коефіцієнт використання експлуатаційного часу;

$f_T$  – тарифна ставка тракториста, грн./год.;

Витрати на паливо та мастильні матеріали визначаються наступною формулою:

$$Z_T = G_{ч} \cdot Ц_T / W_E \quad (9)$$

де  $G_{ч}$  – часові витрати палива, кг/год.;

$Ц_T$  – комплексна ціна 1 кг палива, грн.

Амортизаційні відрахування на трактор можна знайти за виразом:

$$A_T = B_T \cdot a_T / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (10)$$

де  $B_T$  – ціна балансова трактора, грн.;  
 $a_T$  – коефіцієнт амортизаційних відрахувань трактора;  
 $\Gamma_T$  – річне завантаження трактора, год.  
 Амортизаційні відрахування на глибокорозпушувач:

$$A_{CM} = B_{CM} \cdot a_{CM} / (100 \cdot \Gamma_{CM} \cdot W_E), \quad (11)$$

де  $B_{CM}$  – ціна балансова глибокорозпушувача, грн.;  
 $a_{CM}$  – коефіцієнт амортизаційних відрахувань глибокорозпушувача;  
 $\Gamma_{CM}$  – річне завантаження глибокорозпушувача, год.  
 Відрахування на ремонт і ТО трактора знайдемо за залежністю:

$$P_T = B_T \cdot p_T / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E) \quad (12)$$

де  $p_T$  – коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування трактора.  
 Відрахування на ремонт і ТО глибокорозпушувача визначимо:

$$P_{CM} = B_{CM} \cdot p_{CM} / (100 \cdot \Gamma_T \cdot W_E), \quad (13)$$

де  $p_{CM}$  – коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування глибокорозпушувача.

Питомі капітальні вкладення визначаються:

$$K_{уд} = (B_T / \Gamma_T + B_{CM} / \Gamma_{CM}) / W_E, \quad (14)$$

Додатковий чистий дохід, що отриманий за рахунок збільшення кількості продукції можна знайти за формулою:

$$D = C_B \cdot B \cdot k_B / 100, \quad (15)$$

де  $C_B$  – ціна 1 т зібраного врожаю, грн./т;  
 $B$  – врожайність, т/га;  
 $k_B$  – відсоток збільшення врожайності, %.

Термін окупності додаткових капіталовкладень визначається наступним чином:

$$T = (B_{CM} - B_{CB}) / E_p. \quad (16)$$

Вхідні дані та результати розрахунку економічних показників та економічної ефективності наведені в табл. 2 та 3.

Таблиця 2 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Позначення	Варіант	
		Базовий (ПЧ-2,5)	Проектний (ЯГР-2)
1	2	3	4
Річний виробіток агрегату, га	$W_T$	250	250
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	$E$	0,15	0,15
Тарифна ставка тракториста, грн./год.	$f_T$	3,50	3,50
Кількість обслуговуючого персоналу	$N_T$	1	1
Ширина захвата, м	$B$	2,50	2
Робоча швидкість, км/год.	$V_P$	7,20	7,20
Коефіцієнт використання ширини захвату	$K_B$	0,97	0,97
Коефіцієнт використання експлуатаційного часу	$\phi_E$	0,78	0,78
Часові витрати палива, кг/год.	$G_{\text{ч}}$	27	18
Комплексна ціна 1 кг палива, грн.	$\text{Ц}_T$	9,75	9,75
Ціна балансова трактора, грн.	$B_T$	285000	285000
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань трактора	$a_T$	12,50	12,50
Річне завантаження трактора, год.	$\Gamma_T$	1700	1700
Ціна балансова глибокорозпушувача, грн.	$B_{\text{СМ}}$	19400	25675
Коефіцієнт амортизаційних відрахувань глибокорозпушувача	$a_{\text{СМ}}$	16	16
Річне завантаження глибокорозпушувача, год.	$\Gamma_{\text{СМ}}$	200	200
Коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування трактора	$p_T$	10	10
Коефіцієнт відрахувань на ремонт і технічне обслуговування глибокорозпушувача	$p_{\text{СМ}}$	11	11
Ціна 1 т зібраного врожаю, грн./т <sup>6</sup>	$C_B$	1950	1950
Врожайність, т/га <sup>7</sup>	$B$	3,50	3,50
Відсоток збільшення врожайності, %.	$k_B$	0	2,20

Таблиця 3 – Результати розрахунку економічної ефективності

Показник	Позначення	Варіант	
		Базовий (ПЧ-2,5)	Проектний (ЯГР-2)
1	2	3	4
Експлуатаційна продуктивність агрегату, га/год.	$W_E$	1,36	1,09

<sup>6</sup> Для кукурудзи на зерно

<sup>7</sup> Для кукурудзи

1	2	3	4
Технічна продуктивність агрегату, га/год.	$W_T$	1,75	1,40
Теоретична продуктивність агрегату, га/год.	$W$	1,80	1,44
Затрати труда на 1 га, люд.-год./га	$T$	0,73	0,92
Питомі капітальні вкладення, грн./га	$K_{уд}$	194,32	271
Зарплата тракториста, грн./га	$Z$	2,57	3,21
Витрати на паливо та мастильні матеріали, грн./га	$Z_T$	193,30	161
Амортизаційні відрахування на трактор, грн./га	$A_T$	15,39	19,23
Амортизаційні відрахування на глибокорозпушувач, грн./га	$A_{см}$	11,40	18,85
Відрахування на ремонт і ТО трактора, грн./га	$P_T$	12,31	15,39
Відрахування на ремонт і ТО глибокорозпушувача, грн./га	$P_{см}$	0,92	1,52
Прямі експлуатаційні витрати, грн./га	$C$	235,88	219
Наведені витрати на 1 га, грн./га	$U$	265,03	260
Додатковий чистий дохід за рахунок збільшення кількості продукції, грн./га	$D$	–	150
Річний економічний ефект, грн.	$E_p$	–	38783
Термін окупності додаткових капіталовкладень, рік	$T$	–	0,16

**Висновки.** 1. Проведені порівняльні випробування дослідного ЯГР-2 і плуга чизельного ПЧ-2,5. За результатами випробувань встановлено, що якість розпушування ґрунту краща після проходження дослідним ЯГР-2 і складає 71,5...80 %, при цьому тяговий опір складає 2,84...2,91 кН.

2. Застосування дослідного ЯГР-2 для ярусного обробітку ґрунту дозволяє знизити витрати на паливно-мастильні матеріали скоротити на 16% в порівнянні з серійними робочими органами ПЧ-2,5.

3. Економічні розрахунки свідчать, що використання ярусного глибокорозпушувача ЯГР-2 для умов зрошуваного землеробства дає можливість отримати річний економічний ефект 38783 грн.

## Список література

1. ГОСТ 23729-88 Методы экономической оценки специализированных машин. Введ. 01.01.1988. – М. : Госкомитет СССР по стандартам, 1988. – 6 с.
2. Методы определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники / А. В. Шпилько. – М. : Минсельхозпрод РФ. Всероссийский научно-исследовательский институт экономики сельского хозяйства, 1998.
3. ДСТУ 4397:2005 Методики економічного оцінювання техніки на етапі випробування. – К. : Держспоживстандарт України, 2005. – 16 с.
4. Нормативно-справочный материал для экономической оценки сельскохозяйственной техники (Приложение к ГОСТ 23728-23730. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки). – М. : ЦНИИТЭИ, 1984. – 329 с.

**Yuriy Labatuk**

*Institute of oilseeds of the National Academy of Agricultural Sciences*

**Technical and economic efficiency of longline chisel**

The calculation of cost-effectiveness of chisel with a layered treatment of heavy rain-fed and irrigated soils. To calculate the cost-effectiveness of the use of rippers stratified heavy rain-fed cultivation and irrigated soils. A comparative trial research YAHR-2 and chisel plow IF-2, 5. According to test results revealed that the quality of soil loosening better after undergoing experimental YAHR-2 and is 71.5 ... 80%, while the traction resistance is 2.84 ... 2.91 kN. Application Research YAHR-2 tiered tillage can reduce the cost of fuel and lubricants to reduce by 16% compared with serial working bodies of IF-2, 5.

Economic calculations show that the use of tiered rippers YAHR-2 for irrigated conditions makes it possible to obtain an annual economic impact 38783 GRN.

soil, subsoiler, chisel, economic efficiency

Одержано 21.10.13

**УДК 531.1:631.3.06**

**О.М. Леженкін, доц., д-р техн. наук, С.В. Головін, інж.**

*Таврійський державний агротехнологічний університет, Мелітополь*

## **Визначення кінетичної енергії відносного руху агрегату для збирання рицини, як функції узагальнених швидкостей**

В статті приводиться розрахункова схема збирального агрегату, а також методика визначення його кінетичної енергії, як функції узагальнених швидкостей.

**обчислення рослин на корені, кінетична енергія, узагальнені координати, узагальнені швидкості, рицина**

**А.Н. Леженкин, С.В.Головин**

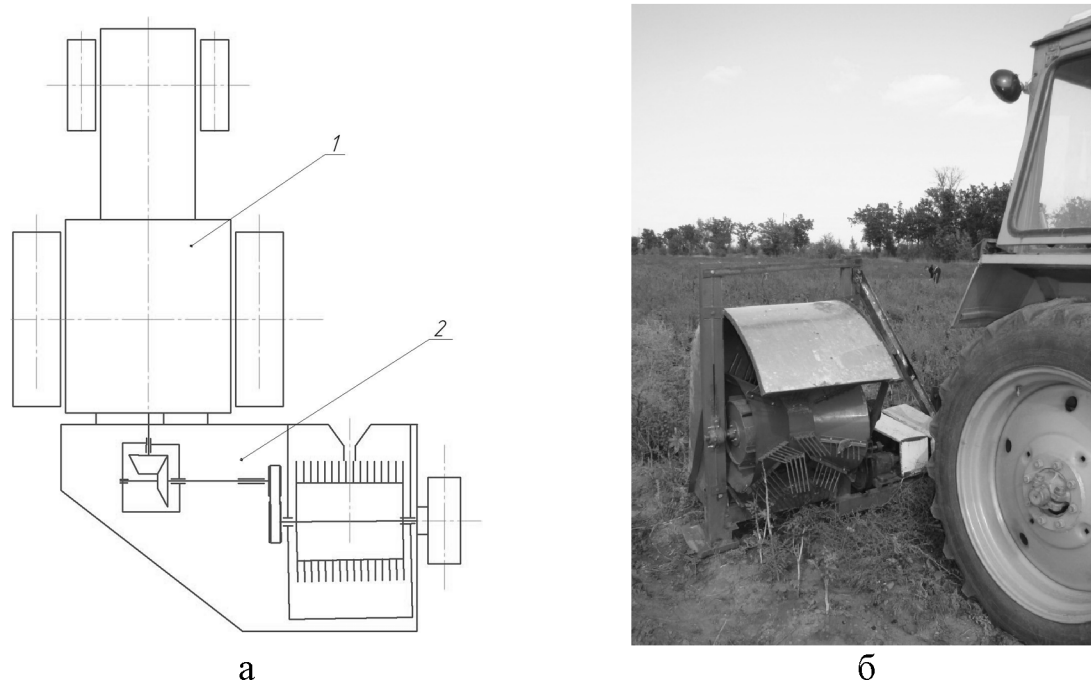
*Таврический государственный агротехнологический университет*

**Определение кинетической энергии относительного движения агрегата для уборки клещевины, как функции обобщенных скоростей**

В статье приводится расчетная схема уборочного агрегата, а также методика определения его, кинетической энергии, как функции обобщенных скоростей

**очесывание растений на корню, кинетическая энергия, обобщенные координаты, обобщенные скорости, клещевина, уборочный модуль.**

**Постановка проблеми.** Рицина є важливою технічною культурою. але її посіви в Україні в останній час різко скоротилися. Причиною цього є недоліки комбайнової технології збирання, тобто, високий рівень втрат (10...12%). Вирішити це питання можливо шляхом впровадження технології обчислення рослин на корені. В Таврійському державному агротехнологічному університеті розроблений модуль для збирання рицини (рис.1) [1, 2, 3].



а – технологічна схема; б – загальний вигляд;  
1 – колісний трактор МТЗ-80; 2 – збиральний модуль.

Рисунок 1 - Агрегат для збирання рицини методом обчісування

В польових умовах були проведені випробування цього модуля [4], які доказали його ефективність. Але, як показали випробування, втрати неочісуванням безпосереднім чином пов'язані з стійкістю руху збирального агрегату. Для дослідження стійкості руху необхідно на першому етапі розглянути динаміку агрегату.

**Аналіз останніх досліджень.** Роботу з теорії руху сільськогосподарських машин і агрегатів розпочав засновник землеробської механіки академік В.П.Горячкін. Він вказав на необхідність встановлення правильних співвідношень між діючими на машини силами, з одного боку, і їх масами, швидкостями і режимами роботи з іншого.

Запропонована ним теорія мас і швидкостей машин визначним чином пов'язана з дослідженнями динаміки їх руху [5].

Подальше подовження досліджень динаміки сільськогосподарських агрегатів знайшло відображення в роботах П.М.Василенка [6, 7].

В роботах [8, 9] причіпні машини розглядаються як фізичний маятник, який здійснює відносний рух на горизонтальній площині. Питання динаміки і стійкості руху окремих ланок причіпного зернозбирального агрегату розглянуті в роботах [10, 11, 12, 13].

Стосовно до напівнавісного агрегату для збирання рицини аналіз динамічних і кінематичних факторів, що впливають на його рух, розглянуті в роботі [14]. Робота [15] присвячена визначенню узагальнених сил збирального агрегату. Але, кінетична енергія збирального агрегату не визначена. Тому виникає задача визначення кінетичної енергії збирального агрегату.

**Формулювання мети статті.** Визначити кінетичну енергію руху напівнавісного агрегату для збирання рицини, як функцію узагальнених швидкостей.

**Основна частина.** Розглянемо рух напівнавісного збирального агрегату, що складається з трактора МТЗ-80 і обчісувачого модулю (рис.1).

Збиральний агрегат представляє собою одноланкову механічну систему, переносний рух якої є поступальним. Для спрощення аналізу прийемо, що центр мас

трактора в переносному русі рухається рівномірно, тобто  $V_C = \text{const}$ . Переносний рух агрегату здійснюється разом площиною  $X_1O_1Y_1$  (рис.2) [14]. Під дією зовнішніх факторів агрегат починає здійснювати відносний рух.

Збиральний агрегат має дві ступені вільності, таким чином, його відносний рух буде визначатися двома узагальненими координатами.

Розглянемо по порядку кожну з них. Переміщення центру мас агрегату вздовж вісі  $O_1X_1$  визначається координатою  $X_{1C}$ , поворот навколо вісі, що проходить через центр мас агрегату – узагальненою координатою  $\varphi$ .

Кінетична енергія агрегату в відносному русі складається з кінетичної енергії поступального і обертального рухів.

$$T = T_{BP} + T_{ПОСТ}, \quad (1)$$

де  $T_{BP}$  – кінетична енергія агрегату при його обертанні відносно центру мас;

$T_{ПОСТ}$  – кінетична енергія агрегату при поступальному русі.

Кінетична енергія тіла, що здійснює обертальний рух визначається з співвідношення [16]:

$$T = \frac{I_Z \cdot \omega^2}{2}, \quad (2)$$

де  $I_Z$  – момент інерції твердого тіла відносно вісі  $Z$ ;

$\omega$  – кутова швидкість,  $\text{с}^{-1}$ .

З урахуванням того, що  $\omega = \dot{\varphi}$ , вираз (2) прийме вигляд:

$$\dot{O} = \frac{I_Z \cdot \dot{\varphi}^2}{2}. \quad (3)$$

При поступальному русі кінетична енергія визначається з виразу [16]:

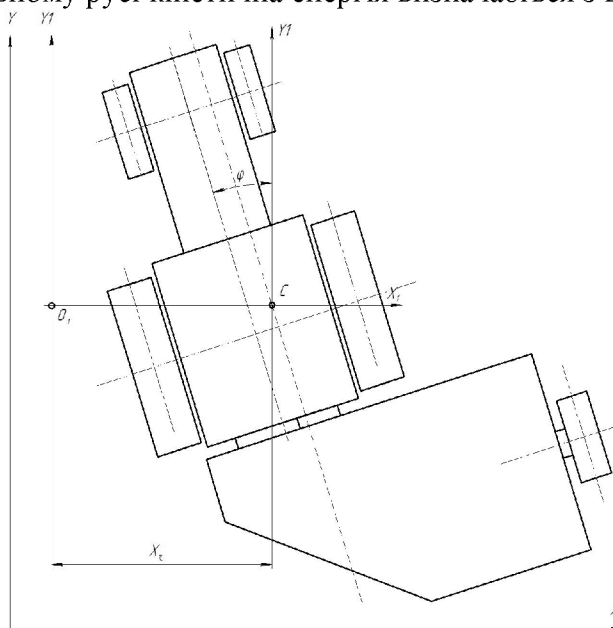


Рисунок 2 – Розрахункова схема збирального агрегату

$$T_{ПОСТ} = \frac{m \cdot V^2}{2}, \quad (4)$$

де  $m$  – маса, Н;

$V$  – поступальна швидкість, м/с.

Для відносного руху агрегату  $V = \dot{X}_{1C}$ .

Тоді кінетична енергія поступального руху буде дорівнювати:

$$T_{\text{пост}} = \frac{m \cdot \dot{X}_{1C}^2}{2}, \quad (5)$$

де  $m$  – маса агрегату, кг.

Маса агрегату визначається з співвідношення:

$$m = m_{\text{ТР}} + m_{\text{М}}, \quad (6)$$

де  $m_{\text{ТР}}$  – маса трактора, кг;

$m_{\text{М}}$  – маса обчислюючого модулю, кг.

Після підстановки формул (3) та (5) у вираз (1) отримаємо:

$$\dot{O} = \frac{1}{2} \cdot (I_Z \cdot \dot{\phi}^2 + m \cdot \dot{X}_{1C}^2). \quad (7)$$

**Висновки.** В результаті проведених аналітичних досліджень отримано вираз для визначення кінетичної енергії збирального агрегату як функції узагальнених швидкостей, який може бути використаний при складанні диференціальних рівнянь його відносного руху.

## Список літератури

1. Пат. 37775 Україна, МПК7 А01D41/08, А01D45/30. Пристрій для збирання рицини / В.А.Дідур, В.Т.Надикто, О.М.Леженкін, С.В.Головін (Україна). – U200808162; заявл. 17.006.2008; опубл.12.07.08, Бюл.№23.
2. Пат. 50849 Україна, МПК7 А01D41/08, А01D45/30. Пристрій для збирання рицини / С.В.Головін, О.М.Леженкін, В.А.Дідур (Україна). - U200913555; заявл. 25.12.2009; опубл.25.06.2010, Бюл.№12.
3. Пат. 58913 Україна, МПК7 А01D41/08, А01D45/30. Пристрій для збирання селекційних посівів рицини / С.В.Головін, ТДАТУ Промислова власність. - U2010.
4. Дідур В.А. Результати польових досліджень машини для збирання рицини методом обчисування на корені / В.А.Дідур, О.М.Леженкін, С.В.Головін. – Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип.9, т.6. – С.37...45.
5. Горячкин В.П. Теория масс и скоростей сельскохозяйственных машин и орудий / В.П.Горячкин // Собрание сочинений. – Т.1. – М.: Колос, 1965. – С.431-465.
6. 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.
7. Василенко П.М. О методике механико-математических изысканий при разработке сельскохозяйственной техники / П.М.Василенко. – М.: Бюро технической информации ГОСНИТИ, 1962. – 280 с.
8. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / Л.В.Гячев. – Ростов-на-Дону; РГУ, 1976. – 192 с.
9. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В.Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
10. Леженкін О.М. Стійкість руху трактора при агрегуванні причіпного збирального агрегату / О.М.Леженкін // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип.31. – С.89-102.
11. Леженкін О.М. Диференціальні рівняння руху причіпної збиральної машини / О.М.Леженкін // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; КНТУ. – Кіровоград, 2010. – Вип.40, т.ІІ. – С.57-65.
12. Леженкин А.Н. Анализ устойчивости движения прицепной уборочной машины очесывающего типа / А.Н.Леженкин // Информационные технологии в эксплуатации МТП АПК; Известия международной академии аграрного образования. – СПб, 2008. – Вып.7. – Т.1. – С.110-115.
13. Леженкин А.Н. Динамика очесывающего агрегата при уборке зерновых культур / А.Н.Леженкин // Механизм и электриф.сел.х-ва. – 2004. - №12. – С.24-25.
14. Леженкін О.М. Аналіз динамічних та кінематичних показників, що впливають на рух обчислюючого модулю для збирання рицини / О.М.Леженкін, С.В.Головін // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип.2, т.3. – Режим доступу: <http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau>. – С.147-154.
15. Леженкін О.М. Визначення узагальнених сил діючих на обчислюючий модуль для збирання рицини / О.М.Леженкін, С.В.Головін // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж.відомч.науково-техніч.зб. – Кіровоград, 2012. – Вип.42. – Ч.ІІ. – С.59-64.

16. 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.

**Aleksandr Lezhenkin, S. Golovin**

*Tavria state agrotechnological university*

**Determination of kinetic energy of relative motion of the unit for castor-oil tree harvesting, as a functions of the generalized velocities.**

The article aim – to define the kinetic energy of relative motion of the semi-mounted unit for castor-oil tree harvesting as a function of generalized velocities.

A brief work description – the harvesting unit is presented as a two-segments mechanical system, with movement of the unit mass center that is the transport motion. Under the influence of external factors the unit starts relative motion. The harvesting unit has two degrees of freedom, therefore, its relative motion will be defined by two generalized coordinates. Motion of the mass center along the  $OX_1$  axis is defined by  $X_1C$  coordinate, turn round the axis passing through the unit mass center, by the generalized coordinate  $\varphi$ . Kinetic energy of the unit is calculated by general formulas of mechanics in the article.

Conclusion. Formula for calculation of kinetic energy of the harvesting unit as a function of generalized has been got as a result of analytical velocities research, and it can be used for making differential equations.

**a tow of plants on a root, the kinetic energy, the generalized coordinates, the generalized velocities, a castor-oil tree, the harvesting component**

Одержано 19.09.13

**УДК 631.172:633.521**

**А.С. Лімонт, ст. наук. співр., канд. техн. наук, В.М. Климчук, ст. наук. співр., канд. техн. наук**

*Житомирський національний агроекологічний університет*

*Інститут сільського господарства Полісся НААНУ*

## **Якість упаковок льонотрести при використанні на її збиранні прес-підбирачів**

Визначені лінійна маса і довжина шару стебел в рулоні, а також довжина стрічки трести, що піднята з поля і спресована в рулон. Досліджена зміна щільності рулону і пошкодження стебел трести в ньому залежно від відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести.  
**льон-довгунець, треста, збирання, прес-підбирач, використання, рулон, параметри**

**А.С. Лимонт, В.М. Климчук**

*Житомирский национальный агроекологический университет*

*Институт сельского хозяйства Полесья НААНУ*

**Качество упаковок льнотресты при использовании на ее уборке пресс-подборщиков**

Определены линейная масса и длина слоя стеблей в рулоне, а также длина ленты тресты, которая поднята с поля и спресована в рулон. Исследовано изменение плотности рулона и повреждение стеблей тресты в нем в зависимости от отношения линейной массы слоя стеблей в рулоне к линейной массе ленты тресты.

**лен-долгунец, треста, уборка, пресс-подборщик, использование, рулон, параметры**

**Постановка проблеми.** У світовій практиці льонарства визнано перспективним збирати рошенцеву тресту за допомогою прес-підбирачів, що формують рулони циліндричної форми. Таку технологію збирання трести називають рулонною. При

цьому використовують прес-підбирачі з пресувальними камерами (ПК) змінного і сталого об'ємів. В Україні виготовляли лляні прес-підбирачі ПР-1,2Л, що мали ПК змінного об'єму. Крім того, на формуванні рулонів при збиранні сіна використовували сінний прес-підбирач ППР-110 з ПК сталого об'єму. Ефективність використання прес-підбирачів на збиранні льонотрести визначається, крім іншого, якістю сформованих упаковок цієї продукції. Деякі з вимог щодо якості рулонів трести наведені у праці [1] та в інших літературних джерелах. Про використання прес-підбирачів на збиранні льонотрести йшлося у працях [2, 3, 4] та ін. Товарні якості рулону, до яких відносять його масу, щільність та пошкодження стебел трести в рулоні [5], визначаються швидкістю руху агрегату і положенням регулятора щільності рулону (ПРЦР). В проблемі механізованого виробництва льону-довгунця залишилася нез'ясованою низка питань з оцінювання показників якості формування рулонів льонотрести при її збиранні прес-підбирачами. У цьому повідомленні йтиметься про деякі з цих питань.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Механіко-технологічні основи формування рулонів льонотрести і елементи розрахунку рулонного прес-підбирача висвітлені у працях відповідно В.М. Климчука [6] і Г.А. Хайліса [7]. У працях [5, 8] розглянуто вплив швидкості руху прес-підбирача, секундної подачі трести в прес-підбирач і ПРЦР на зміну маси сформованого рулону, його щільність і пошкодження стебел трести в рулоні. У статті [9] досліджена зміна довжини піднятої з поля стрічки трести і довжини шару стебел в рулоні при його формуванні в ПК змінного і сталого об'ємів залежно від швидкості руху прес-підбирачів та вплив відношення цих довжин на пошкодження стебел трести в рулонах. Проте поліпшення технологічного процесу формування рулонів із стрічок розстелених стебел льонотрести вимагає подальших досліджень.

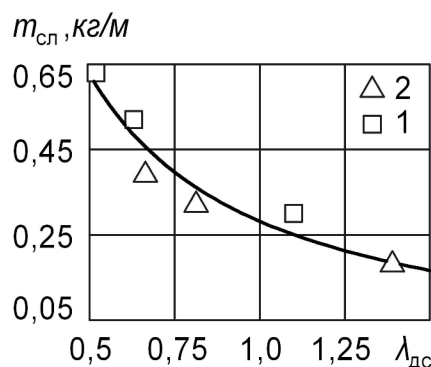
*Мета дослідження* полягала у підвищенні ефективності механізованого збирання рошенцевої льонотрести шляхом поліпшення використання прес-підбирачів ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму та прес-підбирачів ППР-110 з ПК сталого об'єму. *Завдання дослідження:* 1) дослідити зміну лінійної маси шару стебел в сформованому рулоні залежно від відношення довжини шару стебел в рулоні до довжини стрічки трести, що піднята з поля; 2) з'ясувати вплив умов формування рулону, що визначаються відношенням лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести, що піднята з поля, в прес-підбирачах з ПК змінного і сталого об'ємів на пошкодження трести в рулоні та його щільність з урахуванням положення регулятора щільності рулону (РЦР).

**Об'єкт та методика дослідження.** Об'єктом дослідження був технологічний процес підбирання стрічки трести з поля з формуванням рулонів цієї льоносировини прес-підбирачами та визначенням пошкодження стебел трести в рулоні і його щільності. Склад машинних агрегатів, умови дослідів та методика визначення технологічних параметрів рулону і його товарних якостей висвітлені раніше [5, 8, 9]. Обробка експериментальних даних [5] здійснена з використанням стандартних комп'ютерних програм.

**Результати дослідження.** Залежно від досліджуваних прес-підбирачів, швидкості їх руху, положень РЦР та з урахуванням урожайності трести 21,7 ц/га і лінійної маси її стрічки 0,33 кг/м довжина стрічки трести, що піднята з поля, коливалася в межах 253...548 м, а довжина шару стебел, який запресований в рулон, становила 135...761 м, та лінійна маса шару стебел в рулоні змінювалася від 0,18 до 0,63 кг/м. Відношення довжини шару стебел в рулоні до довжини стрічки трести, що її піднімали з поля, коливалася в межах 0,512...1,39. Відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести, яку піднімали з поля, приймало значення в дослідженні від 0,54 до 1,91. Пошкодження стебел трести в рулонах та їх щільність за дослідженнями коливалися в межах відповідно 6,8...15,2% та 74,5...128,8

кг/м<sup>3</sup>.

Експериментальні дані, що визначають зміну лінійної маси шару стебел в рулоні, залежно від відношення довжини шару стебел в рулоні до довжини стрічки трести, що піднімають з поля, наведені на рис. 1.



- 1 – лляний прес-підбирач ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму;  
2 – сінний прес-підбирач ППР-110 з ПК сталого об'єму

Рисунок 1 – Зміна лінійної маси  $m_{сл}$  шару стебел в рулоні залежно від відношення  $\lambda_{дс}$  довжини шару стебел в рулоні до довжини стрічки трести, що піднімають з поля

Наведені на рисунку дані характеризують функціонування прес-підбирачів з ПК змінного і сталого об'ємів. При цьому лінійна маса шару стебел в рулоні не залежить від положення РЦР, а визначається швидкістю руху прес-підбирачів. Так, в розрізі марок прес-підбирачів експериментальні значення лінійної маси шару стебел в рулоні, що наведені на рисунку зліва направо (в напрямку збільшення абсциси) відповідають швидкостям руху відповідно 8,90 км/год; 7,25 і 4,26 км/год, тобто із зменшенням швидкості руху лінійна маса шару стебел в рулоні також зменшується, а відношення довжини шару стебел в рулоні до довжини стрічки трести, яку піднімають з поля, зростає. Отже, як видно з рис. 1, із збільшення вказаного відношення лінійна маса шару стебел в рулоні зменшується. Для з'ясування характеру цього зменшення здійснено вирівнювання експериментальних даних рівняннями прямої з від'ємним кутовим коефіцієнтом, логарифмічної, показової і експоненціальної функцій та гіперболічної і степеневі залежностей.  $R^2$ -коефіцієнти у разі апроксимації експериментальних даних вказаними рівняннями послідовно такі: 0,807; 0,870; 0,901 і 0,901 та 0,920 і 0,922. Доведено, що у разі вирівнювання за прямою при збільшенні відношення  $\lambda_{дс}$  на одиницю лінійна маса шару стебел в рулоні зменшується на 0,440 кг/м. Графічне зображення степеневі і гіперболічної залежностей, що вирівнюють експериментальні значення  $m_{сл}$  залежно від  $\lambda_{дс}$ , показало майже цілковитий збіг апроксимуючих функцій. Враховуючи це, пропонується змінити  $m_{сл}$  залежно від  $\lambda_{дс}$  подати рівнянням гіперболи вигляду:

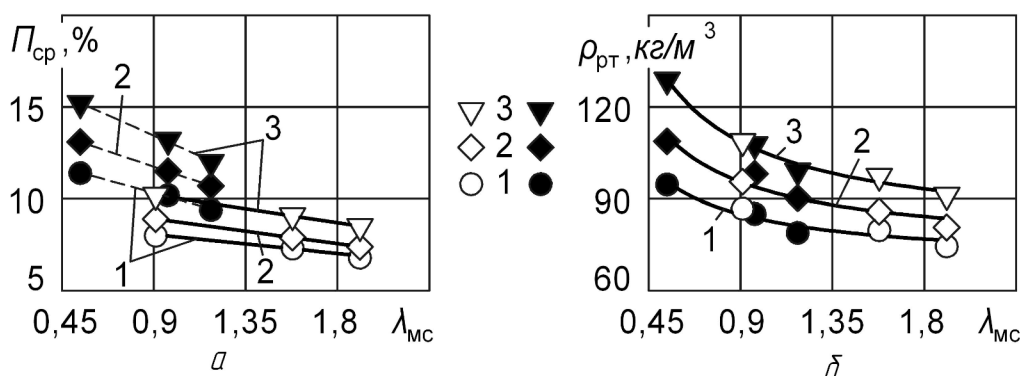
$$m_{сл} = 0,34577 / \lambda_{дс} - 0,0640. \quad (1)$$

З рівняння (1) за його асимптотою, яка дорівнює 0,064 кг/м, видно, що із збільшенням відношення  $\lambda_{дс}$  лінійна маса шару стебел в рулоні наближається до відповідного асимптотичного зменшення. Проте із зменшенням  $m_{сл}$  за відповідною гіперболою зростають пошкодження трести  $P_{ср}$  (%) в рулоні та його щільність  $\rho_{рт}$  (кг/м<sup>3</sup>) [8]:

$$\dot{I}_{ср} = 6,03 + 1,33/m_{сл} \quad (2)$$

$$\rho_{\text{рт}} = 73,03 + 6,96/m_{\text{сл}} \quad (3)$$

На рис. 2, а наведена зміна пошкодження стебел трести в рулоні, що сформований прес-підбирачами, які мають ПК змінного і сталого об'ємів.



1 – положення регулятора щільності рулону мінімальне; 2 – те ж основне; 3 – максимальне

Рисунок 2 – Зміна (а) пошкодження стебел трести в рулоні  $P_{\text{ср}}$ , що сформований прес-підбирачем ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму (суцільні лінії) і прес-підбирачем ППР-110 з ПК сталого об'єму (пунктирні лінії), та (б) щільності рулону трести  $\rho_{\text{рт}}$  залежно від відношення  $\lambda_{\text{мс}}$  лінійної маси шару стебел в рулоні  $m_{\text{сл}}$  (кг/м) до лінійної маси стрічки трести  $m_{\text{лт}}$  (кг/м), що піднята з поля

З рис. 2, а видно, що незалежно від виду ПК прес-підбирачів та ПРЦР, із збільшенням відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести, що її піднімають з поля, пошкодження трести в рулонах зменшуються за прямолінійними залежностями, міра наближення яких до експериментальних даних оцінюється  $R^2$ -коефіцієнтами, які змінюються в межах 0,990...0,999. Пошкодження трести в рулонах, що сформовані прес-підбирачем ППР-110 з ПК сталого об'єму, більші пошкоджень трести, що сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму. Із установкою РЦР в положення від мінімального до максимального пошкодження трести в рулонах зростає. За кутовими коефіцієнтами рівнянь прямих, що мають від'ємні значення, можна дійти до наступного. В прес-підбирачі ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму із збільшенням відношення  $\lambda_{\text{мс}}$  на одиницю пошкодження трести зменшується залежно від ПРЦР на 1,18...1,69%, а в прес-підбирачі ППР-110 з ПК сталого об'єму – на 3,07...4,95%. При цьому із зміщенням РЦР від мінімального до максимального положення із збільшенням  $\lambda_{\text{мс}}$  пошкодження трести в рулонах зменшується. У прес-підбирачі ПР-1,2Л у всьому діапазоні зміни  $\lambda_{\text{мс}}$  та ПРЦР пошкодження трести не перевищує 10% (проте був режим експлуатації, за якого пошкодження становило 10,2%). Що стосується прес-підбирача ППР-110, то пошкодження трести, що не перевищує 10%, забезпечує його використання на режимах, за яких  $\lambda_{\text{мс}} = 1,18$ , та установці РЦР у мінімальне положення.

Зміна щільності рулону залежно від відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести стосовно досліджуваних прес-підбирачів і ПРЦР наведена на рис. 2, б. З аналізу даних цього рисунка видно, що значення результативної ознаки, що пов'язані зі зміною ПРЦР в прес-підбирачах з різними ПК, залежно від відношення  $\lambda_{\text{мс}}$  розміщуються на одній лінії. При цьому щільність рулонів із збільшенням відношення  $\lambda_{\text{мс}}$  зменшується, а із зміною ПРЦР від мінімального до максимального – збільшується. Здійснено вирівнювання експериментальних значень щільності рулонів залежно від відношення  $\lambda_{\text{мс}}$  рівняннями прямої з від'ємним значенням кутового коефіцієнта та рівняннями гіпербол. За визначеними  $R^2$ -коефіцієнтами краще наближення до експериментальних даних забезпечує їх

апроксимація рівняннями гіпербол (табл. 1).

Таблиця 1 – Прогностичні функції зміни щільності рулону  $\rho_{рт}$  (кг/м<sup>3</sup>) залежно від відношення  $\lambda_{мс}$  лінійної маси шару стебел в рулоні  $m_{сл}$  (кг/м) до лінійної маси стрічки трести  $m_{лт}$  (кг/м)

Положення регулятора щільності рулону	Прогностична функція			
	прямолінійна		гіперболічна	
	рівняння	$R^2$	рівняння	$R^2$
Мінімальне	$\rho_{рт} = 99,23 - 13,48 \lambda_{мс}$	0,871	$\rho_{рт} = 68,83 + 14,502 / \lambda_{мс}$	0,927
Основне	$\rho_{рт} = 116,24 - 19,46 \lambda_{мс}$	0,938	$\rho_{рт} = 73,00 + 20,296 / \lambda_{мс}$	0,939
Максимальне	$\rho_{рт} = 134,55 - 24,57 \lambda_{мс}$	0,846	$\rho_{рт} = 77,93 + 27,652 / \lambda_{мс}$	0,985

У разі апроксимації експериментальних даних рівняннями прямих за їх кутовими коефіцієнтами можна зробити висновок про інтенсивність зменшення щільності рулонів залежно від відношення  $\lambda_{мс}$  за різних ПРЦР. Так, із збільшенням відношення  $\lambda_{мс}$  на одиницю щільність рулонів льонотрести зменшується за мінімального, основного і максимального ПРЦР відповідно на 13,48; 19,46 і 24,57 кг/м<sup>3</sup>. Отже, із зміщенням РЦР від мінімального до максимального положення щільність рулонів зменшується.

Із рівнянь гіпербол, що наведені в таблиці і графічна інтерпретація яких показана на рис. 2, б, за їх асимптотами простежується, що із збільшенням відношення  $\lambda_{мс}$  щільність рулонів сягає відповідного асимптотичного зниження і становить за мінімального ПРЦР 68,83 кг/м<sup>3</sup>, основного – 73,00 та максимального – 77,93 кг/м<sup>3</sup>.

**Висновки.** Із зміною відношення довжини шару стебел в рулоні до довжини стрічки трести, що підбирають з поля, від 0,512 до 1,39 лінійна маса шару стебел в рулоні зменшується. Опосередковано при збільшенні вказаного відношення в досліджуваних межах на одиницю лінійна маса шару стебел в рулоні зменшується на 0,440 кг/м і за рівнянням гіперболи може сягати асимптотичного зменшення, що становить 0,064 кг/м. Вибором режимно-регулювальних параметрів прес-підбирачів можна досягти збільшення лінійної маси шару стебел в рулоні, за якої зменшується пошкодження трести в упаковках льоносировини.

Відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести, яку піднімали з поля, приймало значення в межах 0,54...1,91. Із збільшенням досліджуваного відношення пошкодження трести в рулонах зменшується за прямолінійною залежністю і це пошкодження менше в прес-підбирачі ПР-1,2Л у порівнянні з прес-підбирачем ППР-110. Із збільшенням відношення на одиницю залежно від ПРЦР в прес-підбирачі ПР-1,2Л пошкодження трести зменшується на 1,18...1,69%, а в прес-підбирачі ППР-110 – на 3,07...4,95%.

Із збільшенням відношення лінійної маси шару стебел в рулоні до лінійної маси стрічки трести щільність рулону зменшується за гіперболічною залежністю, сягаючи асимптотичного зменшення в межах 68,83...77,93 кг/м<sup>3</sup> залежно від положення регулятора щільності рулону.

Отже, якість упаковок льонотрести у вигляді рулонів характеризує їх щільність та пошкодження трести в рулонах. Вказані показники оцінюють товарні якості рулону і визначаються через його технологічні параметри.

**Напрямок подальших розвідок** на нашу думку слід спрямувати на пізнання впливу кінематичного режиму підбирального барабана прес-підбирачів на якісні показники сформованих рулонів льонотрести.

## Список літератури

1. Машини для збирання зернових та технічних культур: посіб. для підготовки фахівців з напрямку «Процеси, машини та обладнання агропромислового виробництва» в аграр. вищих навч. закл. II–IV рівнів акредитації / за ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 296 с.
2. Васильев Г.К. Новая льноуборочная техника за рубежом / Г.К. Васильев Н.Ф. Диденко, Н.А. Майковский // Достижения науки и техники АПК. – 1991. – № 10. – С. 53 – 56.
3. Дідух В.Ф. Збирання та первинна переробка льону-довгунця: монографія / Дідух В.Ф., Дударев І.М., Кірчук Р.В. – Луцьк: Ред.-вид. відділ Луцького нац. техніч. ун-ту, 2008. – 215 с.
4. Залужний В. Перспективні напрямки технологій та розробки машин для приготування і піднімання лляної трести / В. Залужний, О. Сидорчук, Ю. Проценко // Техніка АПК. – 2004. – № 10–11. – С. 16 – 18.
5. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льонотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / [В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека] // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493 – 500.
6. Климчук В.М. Теоретичні основи формування рулонів льонотрести пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / В.М. Климчук // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2007. – Вип. 91. – С. 148 – 156.
7. Хайлис Г.А. Расчет рулонного пресс-подборщика с камерой переменного объема / Г.А. Хайлис // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1988. – № 6. – С. 37 – 39.
8. Формування рулонів льонотрести прес-підбирачами / А.С. Лімонт, В.М. Климчук, В.В. Любченко [та ін.] // Вісн. аграр. науки. – 2011. – № 8. – С. 45 – 48.
9. Лімонт А.С. Пошкодження льонотрести в рулонах як показник надійності прес-підбирачів / А.С. Лімонт, В.М. Климчук // Вісн. Харків. нац. техніч. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва. – X, 2013. – Вип. 139. – С. 94 – 102.

### **Anatoly Limont, Vasily Klymchuk**

*Zhytomyr National Agroecological University*

*NAASU Institute of Agriculture of Polissya*

#### **The quality of rotted straw wrappers under the use of balers for their harvesting**

The investigation is aimed at increasing the efficiency of mechanized harvesting of the spread rotted straw through improving the use of ПР-1,2Л balers with the pressing chamber with changeable volume and ППР-110 balers with the pressing chamber of invariable volume.

The investigation was conducted at the speed of moving units that changed within three levels from 4,26 to 8,90 km/h as well as within three positions of the regulator of the wrapper density which corresponded to its adjustment to the minimal, basic and maximum positions. The author determined the linear weight of the layer in the wrapper and the correlation between the length of the stem layer in the wrapper and the length of the rotted straw belt picked from the field. The character of changes in the linear weight of the stem layer depended on the determined correlation which fluctuated from 0,512 to 1,39. The linear weight of the stem layer amounted from 0,18 to 0,63 kg/m. The changes in the wrapper density and damaged stems in it depending on the relations between the linear weight of the stem layer in the wrapper and the linear weight of the rotted straw belt were specified.

The changes in the linear weight of the stem layer in the wrapper depending on the correlation between the length of the stem layer in the wrapper, and the length of the picked rotted straw belt and the density of the wrapper depending on the correlation of the linear weight of the stem layer in the wrapper and the linear weight of the rotted straw belt are described through hyperbola equations with the determined regression coefficients.

**fiber flax, rotted straw, harvesting, baler, use, wrapper, parameters**

Одержано 13.06.13

УДК 621.923.74:621.921.34

**В.Я. Ошовський, доц., канд. техн. наук**

*Первомайський політехнічний інститут Національного університету  
кораблебудування імені адмірала Макарова*

## Виробничі технології як альтернатива обкатування деталей ДВЗ

Розглядаються технології обробки в умовах виробництва як альтернатива обкатування для підвищення ресурсу деталей двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ). Проаналізовано недоліки обкатування та запропоновано метод збільшення ресурсу рухомих спряжень. Доведена можливість збільшення ресурсу рухомих спряжень ДВЗ притиранням і шаржуванням алмазними пастами.  
**обкатування, ресурс ДВЗ, шорсткість, притирання, шаржування**

В.Я. Ошовский

*Первомайский политехнический институт Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова*

**Производственные технологии как альтернатива обкатки деталей ДВС**

Рассматриваются технологии обработки в условиях производства как альтернатива обкатки для повышения ресурса деталей двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Проанализированы недостатки обкатки и предложен метод увеличения ресурса подвижных соединений. Доказана возможность увеличения ресурса подвижных соединений ДВС притиркой и шаржированием алмазными пастами.  
**обкатка, ресурс ДВС, шероховатость, притирка, шаржирование**

**Постановка проблеми.** Обкатування ДВЗ фактично є останньою і самою відповідальною технологічною операцією доводочної обробки поверхонь тертя, від якої залежить термін подальшої експлуатації ДВЗ до ремонту та об'єм необхідних при цьому робіт. Але ця технологічна операція виконується не на робочому місці підприємства, як вид обробки з використанням сучасних технологій, а в умовах певного періоду роботи ДВЗ за спеціальними режимами [1]. Досягти високої якості рухомих спряжень деталей, особливо автотракторних двигунів, при цьому неможливо з-за того, що на їх поверхнях виникають неконтрольовані негативні зміни, які зменшують ресурс ДВЗ.

Розробки, дослідження і впровадження методів обробки поверхонь тертя деталей ДВЗ у виробничих умовах, як альтернативи для заміни обкатування можуть значно підвищити ресурс ДВЗ.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В реальних умовах результати технологічного процесу обкатування рухомих спряжень деталей залежать від локальних параметрів і умов процесу на їх поверхнях, таких як питомий тиск, температура і властивості мастила та матеріалу, шорсткість та відхилення форми і розташування поверхонь, геометричні параметри і властивості відходів обробки у вигляді твердих включень, які циркулюють з мастилом, а також від різних явищ, які при цьому відбуваються, та інших випадкових факторів.

Обкатування збільшує зазор в спряженні, зменшує гарантований запас на знос а таким чином і ресурс. В результаті нерівномірності зазору відповідно перерозподіляється гідродинамічний тиск шару мастила, епюра тисків стає нерівномірною [2], що підвищує знос поверхонь.

За даними досліджень [3] геометрична неоднорідність, тобто наявність поверхневого мікрорельєфу у вигляді хвилястості або шорсткості призводить до дискретного характеру механічної взаємодії між поверхнями тертя. На плямах фактичного контакту виникають концентрації механічних напружень, які і призводять до прискорення зносу поверхневого шару. Товщина масляного шару в реальних умовах залежить від параметрів і адгезії масла, геометрії поверхонь та швидкості їх відносного руху. При деяких режимах і відповідних умовах виникає фрикційний контакт між плямами поверхонь.

Виступи мікронерівностей в умовах появи сухого нагріваються і деформуються, в результаті виникають локальні зміни мікроструктури [4]. Локальні температури нагрівання і швидкості охолодження мастилом і внутрішніми шарами металу – різні, що і призводить до неконтрольованих змін фазових і структурних складових та утворення неоднорідної мікроструктури на поверхнях тертя.

В процесі обкатування на виступах мікронерівностей перевищення питомого навантаження і температури вище певних границь може призводити також до прихвачування виступів до валу та утворення мікрОВИбоїн на поверхні підшипника [5]. Можуть приварюватися і стиратися або відламуватися тверді вклучення, які утворюють подряпини в напрямку відносного руху поверхонь та інші дефекти. З практики відомо, що в режимі граничного змащення, при перегріві, виникало навіть повертання бабітових вкладишів відносно їх гнізд [6].

Окрім того при механічній взаємодії поверхні стають більш реакційно здатними, що призводить до трибохімічних реакцій [7]. Вуглеводні мастила при температурі вище  $80^{\circ}\text{C}$  втрачають протизносні властивості з-за посилення десорбції поверхнево-активних речовин та зниження в'язкості.

Встановлено, що від фінішної обробки деталей дизелів залежить не тільки початкова, а і наступна інтенсивність зношування при експлуатації [8]. Згладжування мікронерівностей (зменшення  $Ra$ ,  $Rz$ ,  $Rmax$  та збільшення  $tp$ ) зменшує коефіцієнт тертя та підвищує зносостійкість поверхонь [9].

Спеціалістами ВАЗа на основі аналізу стану деталей двигунів після пробігу до необхідного капітального ремонту було визначено, що ресурс ДВЗ корелюється не пробігом автомобілів, а якістю виготовлених деталей та умовами експлуатації. Але деталі не підлягають контролю в технологічному процесі обкатування, як завершальної обробки, та виправленню дефектів після неї.

Формулювання цілей. Метою статті є дослідження технологій доводочної обробки, які на стадіях завершення виробництва або капітального ремонту деталей ДВЗ в альтернативу обкатуванню дозволять у спряженнях «шийка колінчастого валу – вкладиші», «поршневі кільця - циліндр», «поршень - циліндр» отримати мінімальний зазор та оптимальні параметри шорсткості поверхонь зі зменшенням відносних погрішностей їх форми і розташування, а також підвищити механічні властивості поверхневого шару для збільшення ресурсу ДВЗ та можливості подальшого форсування.

Виклад основного матеріалу. Найбільш раціональний стан в зонах дискретного контакту поверхонь досягається тоді, коли контактне навантаження розподіляється більш рівномірно і відсутні пікові напруження. Для досягнення такого стану необхідне прироблення поверхонь деталей, але не обкатуванням, при якому виникають негативні явища, а на основі сучасних технологій доведення поверхонь. Перспективними є нанотехнології та інші, які можуть покращувати не тільки геометричні характеристики поверхонь спряжень, а й склад та механічні властивості у тонкому поверхневому шарі матеріалу поверхонь. Однією з таких технологій є шаржування алмазними пастами.

Доводочна обробка спряжених поверхонь в підшипниках ковзання повинна зменшувати висоту нерівностей профілю шорсткості, відхилення від правильності

геометричної форми і розташування поверхонь та збільшувати відносну опорну довжину профілю шорсткості при мінімальному зменшенні запасу на знос. Така обробка збільшить дійсну площину контакту між дотичними поверхнями, що зменшить питомий тиск між ними та дасть можливість передавати і сприймати більші експлуатаційні навантаження при збільшенні ресурсу роботи підшипника.

Ресурс роботи підшипника визначається часом його надійної роботи, що досягається при рідинному терті, тобто коли спряжені поверхні роз'єднані шаром мастила і тертя між металевими поверхнями замінюється тертям в мастильній рідині. Для забезпечення рідинного тертя необхідно, щоб поверхні спряжених деталей не зачіплювалися, тобто щоб шар мастила не мав розривів. Це можливо, коли найменша товщина утвореного масляного шару  $h_{min}$  (рис. 1, а) буде відповідати умові [10]

$$h_{min} \geq h_{\delta,\delta} \geq Rz_1 + Rz_2 + \Delta_{\delta} + \Delta_{\delta} + \Delta_{\delta\delta\delta} + \Delta_{\delta}, \quad (1)$$

де  $h_{p,m}$  – товщина масляного шару, при якому забезпечується рідинне тертя;  
 $Rz_1, Rz_2$  – висоти нерівностей спряжених поверхонь;  
 $\Delta_{\phi}, \Delta_p$  – погрішності форми і розташування спряжених поверхонь;  
 $\Delta_{\delta\delta\delta}$  – величина, яка враховує вплив деформацій деталей підшипникового вузла при його роботі;  
 $\Delta_{\delta}$  – добавка, яка враховує відхилення навантаження, швидкості, температури від розрахункових, а також механічні вклучення в маслі та інші невраховані фактори.

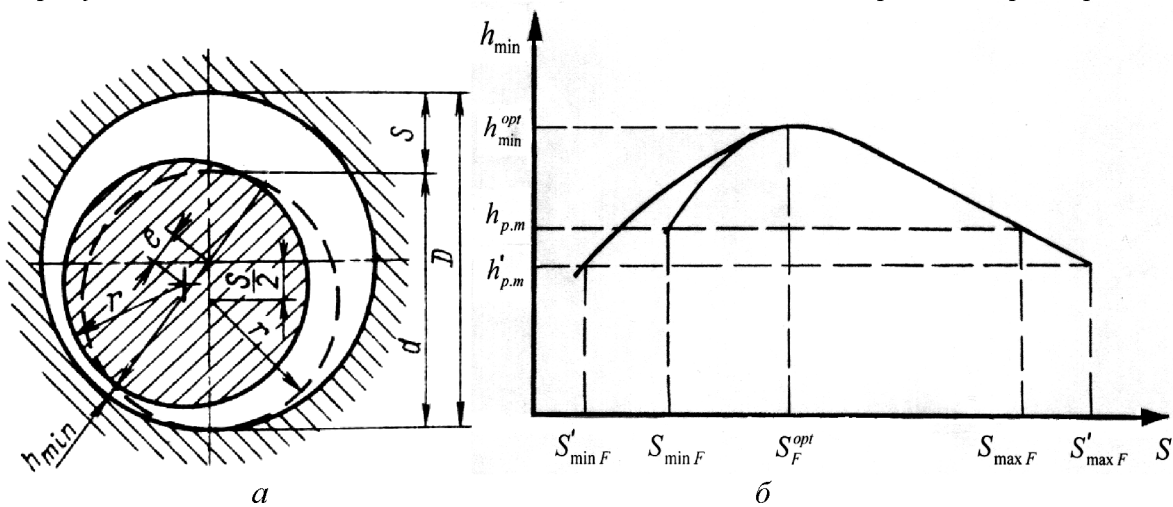


Рисунок 1 - Найменша товщина масляного шару  $h_{min}$  на схемі підшипника (а) та характер її залежності від зазору  $S$  в процесі зносу підшипника (б)

На найменшу товщину масляного шару  $h_{min}$  на ділянці максимального зближення спряжених поверхонь при сталому режимі роботи підшипника впливає величина діаметрального зазору  $S$  (рис. 1, б). Після звичайної технології обробки в процесі зносу підшипника, тобто при збільшенні функціонального зазору від мінімального  $S_{min F}$  до максимального значення  $S_{max F}$  товщина масляного шару  $h_{min}$  спочатку швидко збільшується, а після досягнення максимального значення поступово зменшується з-за збільшення амплітуди коливань валу в отворі підшипника. Рідинне тертя можливе тільки в певному діапазоні функціональних діаметральних зазорів, наприклад, від  $S_{min F}$  до  $S_{max F}$ , які визначаються за такими формулами [10]

$$S_{\min F} = \frac{k\mu_1\omega d^2 - \sqrt{(k\mu_1\omega d^2)^2 - 16ph_{\delta,\delta}^2 m\mu_1\omega d^2}}{4ph_{\delta,\delta}} \text{ мкм}, \quad (2)$$

$$S_{\max F} = \frac{k\mu_2\omega d^2 + \sqrt{(k\mu_2\omega d^2)^2 - 16ph_{\delta,\delta}^2 m\mu_2\omega d^2}}{4ph_{\delta,\delta}} \text{ мкм}; \quad (3)$$

де  $k$  і  $m$  – коефіцієнти постійні для даного значення відношення довжини підшипника  $l$  до діаметру валу  $d$ ;

$\mu_1, \mu_2$  – динамічна в'язкість мастила, в умовах роботи підшипника відповідно при мінімальному та максимальному функціональних зазорах, Па·с;

$\omega$  – колова швидкість, рад/с;

$p$  – середній тиск на одиницю площі проекції опорної поверхні підшипника, Н/м<sup>2</sup>.

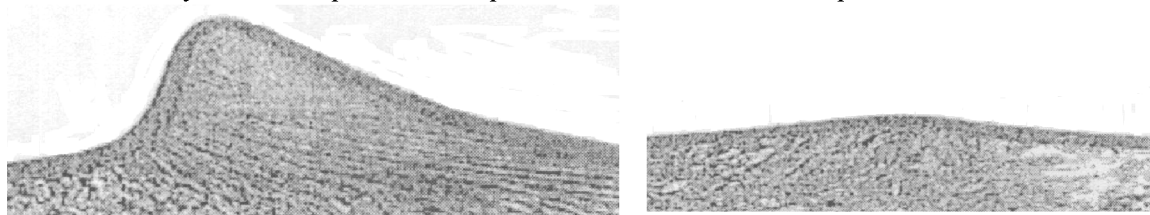
В процесі обкатування функціональний зазор швидко збільшується з-за згладжування шорсткості, погрішностей форми та інших геометричних відхилень, що призводить і до зменшення ресурсу. Швидкість зносу зменшується тільки після утворення оптимального зазору  $S_{opt}$ , при якому товщина масляного шару максимальна.

З формул (2) і (3) та характеру залежності (рис. 1, б)  $h_{min} = f(S)$  видно, що при зменшенні  $h_{p,m}$  найменший функціональний зазор  $S_{\min F}$  зменшується (2), а найбільший –  $S_{\max F}$  збільшується (3). Тобто геометрія поверхонь має значний вплив на довговічність посадки з зазором і для збільшення ресурсу підшипника можна розширити інтервал  $S_{\max F} - S_{\min F}$  до  $S'_{\max F} - S'_{\min F}$  за рахунок зменшення геометричних погрішностей:  $Rz_1, Rz_2, \Delta\phi, \Delta p$  та зниження таким чином  $h_{p,m}$  до значення  $h'_{p,m}$ .

З-за розширення інтервалу функціональних зазорів збільшиться запас на знос, а з-за зменшення геометричних відхилень і шорсткості поверхонь зменшаться також інтенсивність зносу до  $S_{opt}$  та коефіцієнт тертя, що значно збільшить ресурс роботи спряження.  $h_{p,m}$ . Це підтверджується результатами багатьох експериментальних досліджень [8, 9, 11, 12].

Одним з методів згладжування спряжених поверхонь є притирання їх алмазними пастами [13]. В процесі притирання змінюється мікрорельєф і механічні властивості поверхонь спряження. Мікронерівності округлюються, їх висота зменшується відповідно до кратності притирань (рис. 2).

Окрім того у процесі притирання алмазною пастою в поверхневих шарах спряження виникає шаржування (рис. 2), тобто утворюється зміцнена наклепана зона, насичена твердими алмазними включеннями. При використанні нанодисперсних алмазних паст будова поверхневих шарів може змінюватися на рівні нанотехнологій.



а

б

а – однократного; б – багатократного

Рисунок 2 - Мікрорельєф поверхні після алмазного притирання

Алмазні включення поверхневого шару є діелектриками, мають малу реакційну здатність, а тому виключають можливість адсорбції поверхнево-активних речовин працюючими поверхнями і таким чином служать нейтралізаторами “водневого зносу”.

Слід відзначити також, що дрібнодисперсні алмазні частинки виключають прихвачування до валу і утворення задирок на поверхнях тертя, а у суміші з мастилом працюють як кульки у підшипниках кочення.

Проведено випробування дії алмазного притирання з шаржуванням на спряженні “підшипник нижньої головки шатуна - шатунна шийка колінчастого валу” компресора 2ФВ-4. Перед притиранням бронзова поверхня вкладишів нижньої головки шатуна і кришки після лудження покривалася бабітом Б83 і оброблялася з припуском до утворення посадки з незначним натягом. Виготовлені таким чином підшипники нижніх головок шатунів притирились до полірованої шатунної шийки колінчастого валу з сталі 45 алмазною пастою АСМ 7/5 ГОСТ 25593-83 у суміші з мастилом. Вал обертався з частотою  $0,5...2\text{с}^{-1}$  при закріплених до незначного опору обертанню валу кришках підшипників, які періодично підтягувались при добавленні суміші пасту з мастилом. Притирання продовжувалося до вільного обертання валу при повністю затягнутих кришках підшипників.

Притирання за такою технологією дозволило окрім шаржування отримати мінімальний зазор в спряженнях та згладити шорсткість поверхонь. Після такої доводочної обробки компресор був випробуваний при роботі в умовах високих навантажень, при ступеню стискання 6...12. Після близько 2000 годин експлуатації були перевірені поверхні спряжень “підшипник нижньої головки шатуна - шатунна шийка колінчастого валу”. На поверхнях шийок валу і підшипника слідів зносу, прихвачувань та інших пошкоджень виявлено не було, шийка валу оставалась полірованою, а поверхня вкладишів не мала занурених включень продуктів зносу.

Пояснити отриману високу зносостійкість поверхонь можна тим, що при алмазному шаржуванні тверді алмазні частинки спроможні проникати в поверхні як вкладишів і так валу, що підвищує зносостійкість не тільки вкладишів, а й валу. У відзнаку від такого шаржування при обкатуванні утворювані продукти зносу проникають тільки в поверхню вкладишів, що приблизно в два рази збільшує знос валу порівняно з вкладишами [14]. Окрім того алмазні частинки при зануренні під дією механічного втискування орієнтуються відповідно до поверхонь дотику.

Така доводочна обробка спряження наближає геометрію поверхні підшипника до поверхні полірованого валу, згладжує виступи шорсткості та підвищує механічні властивості контактуючих поверхневих шарів підшипника і валу утворенням в їх структурі алмазних включень. Це зменшує коефіцієнт тертя, збільшує запас на знос та зносостійкість поверхонь, тобто підвищує ресурс роботи спряження у відміну від обкатування.

**Висновки.** Технологічний метод притирання з шаржуванням алмазними пастами на прикладі обробки спряження «шийка колінчастого валу – вкладиші» дозволяє:

- збільшити запас на знос за рахунок зменшення найменшого функціонального зазору;
- згладити виступи та зменшити висоту мікронерівностей профілю шорсткості, а також збільшити відносну опорну довжину профілю мікронерівностей, що дає можливість збільшити питомі навантаження;
- отримати в тонких поверхневих шарах спряжених деталей зносостійкі структури насичені дрібнодисперсними алмазними включеннями шляхом механічного втискування і занурення алмазних частинок.

Таким чином технології притирання і шаржування основних рухомих спряжень деталей, що визначають ресурс ДВЗ, можуть бути альтернативою обкатуванню.

Перспективними є подальші дослідження впливу режимів і матеріалів для притирання і шаржування на мікроструктуру, механічні властивості, зносостійкість і ресурс деталей рухомих спряжень. Отримані результати та основані на них технології завершальної обробки для заміни обкатування можуть значно підвищити ресурс ДВЗ.

## Список літератури

1. Сергеев Д.И. Техническая эксплуатация судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1969. – 176 с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчёт на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1984. – 384 с.
3. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478с.
4. Аулін В.В., Кузик О.В. Зміна стану зон тертя деталей машин та динамічне трибоматеріалознавство їх поверхневих шарів // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ, 2013. Вип. 26. - С. 32-40.
5. Андрусенко О.Е., Матвеев Ю.И. Влияние аккумуляирования теплоты в подшипниковом узле на прихват и усталостное разрушение подшипников скольжения // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. 2009. №1. - С.47-49.
6. Чуфистов Е.А., Родайкин Н.В., Чуфистов О.Е. Конструкторско-технологическое повышение надежности подшипниковых узлов коленчатых валов среднеоборотных дизельных двигателей // Известия ВУЗов. Поволжский регион. Технические науки. 2009. №2. - С. 156-165.
7. Шевеля В.В., Олександренко В.П. Трибохимия и реология износостойкости: Монография. – Хмельницький: ХНТУ, 2006. - 278 с.
8. Барановский Д.Н. Повышение долговечности дизелей с применением оптимальной микрогеометрии трибосистемы «гильза-кольцо» // Автомобильный транспорт (Харьков, ХНАДУ). 2010. №26. – С. 81-84.
9. Алиев А.А., Булгаков В.П., Приходько Б.С. Качество поверхности и свойства деталей машин // Вестник АГТУ. 2004. №1. - С.8-12.
10. Якушев А.И. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения: Учебник. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. - 343 с.
11. Тарельник В.Б., Марцинковский В.С., Дзюба А.В. Новый способ улучшения прирабатываемости пары трения «вкладыш подшипника – шейка вала» // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2013. - №1(31). - С. 49-53.
12. Коченов В. А. Конструирование приработанных трибосопряжений двигателей внутреннего сгорания / Коченов В. А., Казаков С. С. // Вестник АГТУ. Серия: Морская техника и технология. - 2010. - №2. - С. 134-138.
13. Барышников С.О. Нанотехнологии и работа двигателей внутреннего сгорания (постановка эксперимента) // Журнал университета водных коммуникаций. 2009. №3. - С. 33-42.
14. Автомобили ВАЗ: изнашивание и ремонт /А.А. Звягин, М.А. Масино, А.М. Мотин, Б.В. Прохоров; Под общ. ред. А.А.Звягина. – Л.: Политехника, 1991. - 255 с.

### **Viktor Oshovsky**

Pervomaysk Politechnic Institute of National Shipbuilding University named after admiral Makarov

#### **Production technologies as alternative to rolling of the ICE details**

Technologies of treatment in the conditions of production are examined as an alternative to rolling for the increase of details resource of internal-combustion engine (ICE).

The lacks of rolling-off are analysed and the method of increasing the resource of mobile interfaces is offered.

Possibility of the increasing of resource of mobile interfaces by the ICE grinding and caricaturing by diamond pastes is proved.

#### **rolling, resource ICE, unevenness, lapping, charging**

Одержано 08.10.13

УДК 631.33: 633.85

**А.А. Панков, доц., канд. техн. наук**

*Восточноукраинский национальный университет имени В.Даля*

**А.В. Щеглов, доц., канд. техн. наук**

*Луганский национальный аграрный университет*

## Применение эжекторов в пневмоструйной технике агропромышленного комплекса

В статье рассмотрены возможности применения и повышения эффективности эжекторов для питания элементов и устройств пневмоструйной техники в агропромышленном комплексе, а также представлены результаты исследования рабочего процесса плоского эжектора в однозерновом высевальном аппарате с шаговым приводом.

**пневмоструйные устройства, элемент-эжектор, разрежение, высевальный аппарат**

**А.О. Панков**

*Східноукраїнський національний університет імені В.Даля*

**А.В. Щеглов**

*Луганський національний аграрний університет*

**Застосування ежекторів в пневмоструйній техніці агропромислового комплексу**

У статті розглянуто можливості застосування і підвищення ефективності ежекторів для живлення елементів та пристроїв пневмоструйної техніки в агропромисловому комплексі, а також представлено результати дослідження робочого процесу плоского ежектора в однозерновому висівальному апараті з кроковим приводом.

**пневмоструйні пристрої, елемент-ежектор, розрідження, висівальний апарат**

Постановка проблемы. В настоящее время при разработке и применении пневмоструйных устройств в технике АПК является актуальным вопрос об использовании разрежения для приведения в действие некоторых их видов, вместо обычного избыточного давления. Этот вопрос возникает в связи с тем, что в настоящее время ведется работа по созданию однозерновых высевальных аппаратов с пневмоструйными элементами, причем разрежение в аппаратах создается не традиционными эксгаустерами, а компактными эжекторными элементами [1,2]. Такое техническое решение принято в связи с тем, что для рабочего процесса данных высевальных аппаратов необходимо также и избыточное давление. Таким образом, источник избыточного давления посредством элемента-эжектора параллельно создает разрежение для присасывания семян. Кроме того, использование компактных элементов-эжекторов дает возможность разрабатывать системы питания и управления доильными аппаратами на основе пневмоструйных элементов.

Анализ исследований и публикаций. Согласно [3], разрабатывались пневмоструйные элементы, управление которыми производится путем создания разрежения. Однако, если к каналу питания струйного элемента все равно должен подаваться воздух под давлением, то в рассматриваемых случаях применение таких элементов не дает нужного решения. Вместе с тем, при соответствующем выполнении всей системы питания, разреженным воздухом могут приводиться в действие струйные устройства обычного типа. Поэтому элементы-эжекторы и здесь находят свое

применение, позволяя отказаться от вакуум-насосов, что упрощает пневмоструйные устройства и повышает их надежность.

Далее, в технике АПК, в частности посевной, уже сравнительно давно применяются эжекторы (иногда называемые газоструйными компрессорами), работающие с использованием энергии отработавших газов двигателя внутреннего сгорания для питания пневматических сеялок [4,5]. Но конструкции, размерно-массовые параметры и характер рабочего процесса таких эжекторов неприменимы в случае использования их для пневмоструйных устройств.

Постановка задания. Поэтому целью применения элементов-эжекторов является тот случай, когда использование газоструйных компрессоров (или обычных вакуум-насосов) затруднено или неэффективно по технологическим, либо по эксплуатационным причинам.

Однако данное обстоятельство создает дополнительные требования к конструкции и рабочему процессу элементов-эжекторов, с целью повышения их эффективности. Обычно для повышения эффективности рабочего процесса эжекторов применяются распределенный по периметру подвод пассивной среды, многосопловые конструкции активной среды, сопла с центральным телом, горловины переменного профиля, обеспечивающие более интенсивное перемешивание сред, что позволяет, при меньших габаритах, увеличить значение создаваемого разрежения либо уменьшить расход рабочей (активной) среды на 10...30% в сравнении с аналогами.

Изложение основного материала. Согласно [2], установлено, что снижение энергозатрат при работе однозернового высевающего аппарата с шаговым приводом барабана возможно путём нижней подачи высеваемого материала. Для транспортировки к месту сброса семян в сошник требуется пять транспортирующих и одна реверсная присоска. Разрежение в транспортирующих присосках для упрощения конструкции высевающей системы должно создаваться элементом-эжектором из ударопрочного полистирола. Воздушный поток на выходе из элемента-эжектора предлагается использовать для удаления из зоны сброса «лишних» семян, просыпавшихся в зазор между высевающим барабаном и семенной камерой.

Гарантированный выброс семян из присоски и качественное их распределение вдоль борозды обеспечивает блок реверса, в состав которого и входит элемент-эжектор. Поэтому для определения возможности использования элемента-эжектора для транспортировки семян подсолнечника барабаном были проведены экспериментальные исследования.

При этом использовался элемент-эжектор так называемого плоского типа, с соплом не круглого, а прямоугольного сечения, который, к тому же, более технологичен в изготовлении. Схема и результаты исследования плоского элемента-эжектора представлены на рис. 1.

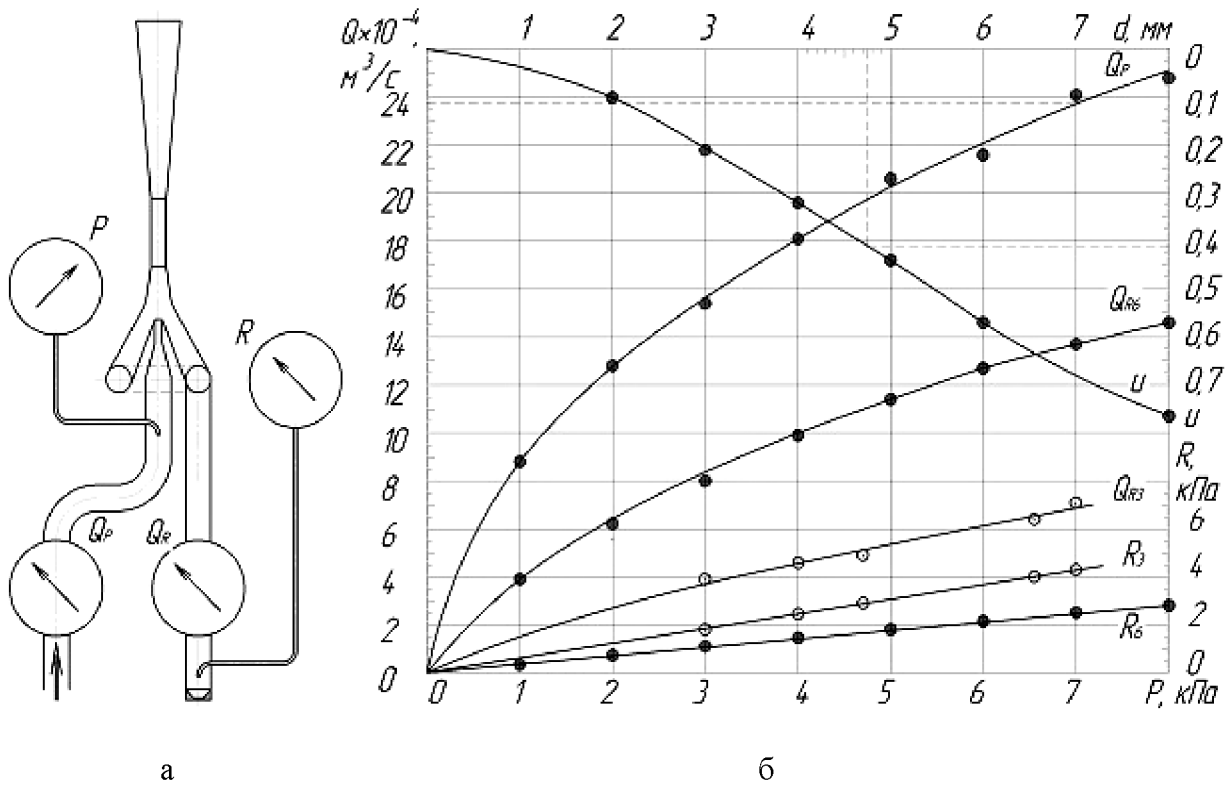
Согласно схеме (рис.1,а) приборы для измерения расхода (счётчик G6PД, реометр-индикатор Т-2-80), а также давления и разрежения (напоромер НМП-100У3, тягомер ТНМП-100У3) устанавливались от источников возмущения на расстоянии L, определяемом по формуле, согласно [6]:

$$L \geq 0,69 \cdot Re^{0,25} \cdot D, \quad (1)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса;

$D$  – диаметр воздуховода (внутренний диаметр трубок 0,012м).

Во время экспериментов давление питания элемента-эжектора изменялось в пределах  $P = 1 \dots 8$  кПа, а диаметр присоски  $d = 2 \dots 12$  мм (присоска была без семян).



Р – давление питания; R – разрежение в присоске; Q<sub>p</sub>, Q<sub>r</sub> – расходы рабочего и перемещаемого воздуха; u – коэффициент инжекции; d – диаметр присоски.

Рисунок 1 - Схема исследования (а) и зависимость (б) параметров эжектора

Установлено, что с увеличением давления питания возрастают: расход рабочего Q<sub>p</sub> и перемещаемого Q<sub>r</sub> воздуха (то есть, соответственно, активной и пассивной газовых сред), а также величина разрежения R в присоске. При увеличении проходного сечения присоски коэффициент инжекции ( $u = Q_r/Q_p$ ) возрастает, и при диаметре присоски 12 мм достигает значения 0,9. Поскольку рабочее давление высеивающего аппарата с шаговым приводом барабана составляет 7 кПа, то целесообразно рассмотреть применение элемента-эжектора на данном давлении.

При давлении питания 7кПа мощность эжектора составит 16,9Вт. Для удержания семян подсолнечника на пяти присосках (d = 3мм) требуется расход перемещаемого воздуха  $1,34 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . С учётом того, что коэффициент просасывания для семян подсолнечника  $k_{пр} \approx 0,5$ , то можно допустить, что расход через две присоски с семенами равен расходу через одну присоску без семени. Тогда требуемый расход необходимо обеспечить для 2,5 присосок (без семян), с суммарной площадью  $17,66 \text{ мм}^2$  или для одной, диаметром 4,74мм. Этому диаметру соответствует коэффициент инжекции  $u = 0,41$  и расход  $Q_r = 0,97 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Исходя из этого, необходимо повысить мощность элемента-эжектора в 1,4 раза.

Минимальный расход воздуха на питание элемента-эжектора для транспортировки пяти семян подсолнечника барабаном должен составлять  $3,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ . Воздушный поток на выходе из эжектора ( $Q_э = 4,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ ), используемый дополнительно для перемещения «лишних» семян со средним эквивалентным размером  $\bar{e} = 5,6 \text{ мм}$ , в транспортном канале сечением  $C \times C = 289 \text{ мм}^2$  ( $C \geq 3\bar{e}$ ), будет иметь скорость 16,2 м/с. Поскольку критическая скорость для семян подсолнечника  $v_{кр} = 4-14 \text{ м/с}$ , то данный поток позволяет надёжно транспортировать по каналу семена подсолнечника.

Выводы. Для создания разрежения в пневмоструйных устройствах техники АПК рационально применение компактных элементов-эжекторов плоского типа.

Исследуемый на однозерновом высевальном аппарате элемент-эжектор имеет при рабочем давлении 7 кПа недостаточную мощность для транспортировки семян подсолнечника. Для обеспечения нижней подачи дозируемого материала барабаном высевального аппарата, необходимо изменить проходное сечение рабочего сопла для увеличения расхода воздуха на питание эжектора в 1,4 раза.

## Список литературы

1. Щеглов А.В. Перспективная высевальная система. Критерии выбора схемы // Наук. вісник Луганського НАУ / Технічні науки. – Луганськ: ЛНАУ, 2010. - № 20. – С. 202-206.
2. Щеглов А.В., Панков А.А. Совершенствование пневматических высевальных аппаратов // Наук. вісник Луганського НАУ / Технічні науки. – Луганськ: ЛНАУ, 2011. - № 30. – С. 338-341.
3. Залманзон Л.А. Специализированные аэрогидродинамические системы автоматического управления. – М., «Наука», 1978. – 464с.
4. Стародинский Д.З., Курзов Ю.П., Портнов Г.Д. Использование энергии отработавших газов дизеля для энергопитания пневматических сеялок. // «Тракторы и сельскохозяйственные машины», №10, 1982. – С.18-19.
5. Портнов Г., Ножнов М. Компрессор вместо вентилятора. // «Сельский механизатор», №2, 1991. – С.32-33.
6. Глазьев Н. И. Теоретические и экспериментальные исследования пневматического высевального аппарата сеялок. // «Тракторы и сельскохозяйственные машины», №11, 1963. – С.22...25.

### **Andrej Pankov**

*East Ukrainian National University V.Dalja*

### **Andrej Shcheglov**

*Lugansk National Agrarian University*

### **The use of ejectors in pnevmostruynoy equipment of agriculture**

The aim of the application elements ejectors is the case when using gas jet compressor (or vacuum pump) is difficult or inefficient to process or operational reasons.

To create a vacuum in the agricultural machinery pnevmostruynyh devices rational use of compact elements, ejectors flat type. Analyzed by odnozernovom sowing unit ejector element has an operating pressure of 7 kPa insufficient capacity for the transport of sunflower seeds. To ensure a bottom feeder metering drum sowing material, you need to change the working nozzle orifice to increase the flow of air powered ejector 1.4 times.

Thus, consider using elements of ejectors to supply components and devices pnevmostruynoy technology, as well as the results of research workflow flat ejector Planting unit with stepper drive.

**pnevmostruynye device, element-ejector, vacuum, sowing machine**

Одержано 01.11.13

УДК 681.17; 681.5.015

**Ю.М. Пархоменко, доц., канд. техн. наук, М.Д. Пархоменко, доц.**  
*Кіровоградський національний технічний університет*

## Розробка САК змінними нормами висіву на базі сівалки СЗ-3,6

Досліджуються шляхи створення програмно-адаптивної автоматизованої системи керування змінними нормами висіву зерновими сівалками при сівбі за технологією точного землеробства. Визначається параметр та закон регулювання. **автоматизована система керування, щільність розподілу, інтенсивність, зерновий потік, точне землеробство, сівба, закон регулювання**

**Ю.М. Пархоменко, М.Д. Пархоменко**  
*Кіровоградський національний технічний університет*  
**Разработка САУ переменными нормами высева на базе сеялки СЗ-3,6**

Исследуются пути создания программно-адаптивной автоматизированной системы управления переменными нормами высева зерновыми сеялками при посеве по технологии точного земледелия. Определяется параметр и закон регулирования. **автоматизированная система управления, плотность распределения, интенсивность, зерновой поток, точное земледелие, посев, закон регулирования**

Зерновий сектор України є стратегічною галуззю економіки держави, джерелом сталого розвитку агропромислового комплексу та основою аграрного експорту. Доля пшениці, жита, ячменю та вівса від засіяної площі зернових складає 81,4%, що потребує неперервного вдосконалення процесу виробництва цих культур, одним із головних чинників якого є сівба. Вона повинна виконуватися якісно і в стислі строки. В останнє десятиліття швидкими темпами стала впроваджуватися нова технологія точного землеробства, яка передбачає не лише стабілізацію норми висіву, а і безперервну її зміну на окремих ділянках поля в залежності від їх агрохімічних та фізико-механічних властивостей. Провідними науковими школами в системі точного землеробства України є НАУ, УкрЦВТ, ЦНД "Квант-Навігація", АТЗТ "Агро-Союз". Ними було створено пересувну лабораторію "Агротест-А", оснащену гідромеханічним відбірочем ґрунтових проб, супутниковою навігаційною системою автоматичної реєстрації координат і бортовим комп'ютером. Розроблено також програмно-технічний комплекс автоматизованої побудови агрохімічних карт полів, карт внесення добрив і методичне забезпечення коригування стану сільськогосподарських угідь.

Забезпечення такої технології посіву без впровадження місцевизначеного автоматизованого керування змінними нормами висіву здійснити уже не можливо. Тому розробка засобів автоматизації керування процесом висіву зернових культур і засобів ідентифікації потоку насіння на сьогодні є задачею актуальною.

Метою даної статті є дослідження шляхів створення системи автоматичного керування (САК) змінними нормами висіву за технологією точного землеробства на базі сівалки СЗ-3,6 з використанням модернізованого пристрою реєстрації та комп'ютерної ідентифікації зернового потоку.

В результаті аналітичного дослідження [1] динамічної моделі зернового потоку, що формується на виході котушкового висівного апарата сівалки СЗ-3,6А, було встановлено, що найбільш прийнятним параметром регулювання змінних норм висіву є щільність розподілу зернового потоку вздовж рядка висіву  $Q_m$  ( $шт/м$ )

$$Q_m(L_k, V_c, i) = Q_c(L_k, V_c, i) \cdot 3,6/V_c, \quad (1)$$

де  $Q_c(L_k, V_c, i)$  - інтенсивність зернового потоку, що визначається виразом

$$Q_c(L_k, V_c, i) = \frac{L_k \cdot \omega_k \cdot \gamma \cdot 10^{-3}}{2 \cdot A} \cdot \left[ \frac{S_T \cdot \mu}{\omega_k} + \frac{d_k \cdot (1 - e^{-b_0 \cdot C_1})}{b_0} \right] \quad (2)$$

де  $S_T$  - середня за період  $T_j$  площа розвантаження сектора  $k$  - го жолобка;

$\omega_k$  - кутова швидкість обертання котушки, (рад/с);

$\mu$  - коефіцієнт заповнення жолобка;

$\gamma$  - об'ємна маса посівного матеріалу,  $г/дм^3$ ;

$A$  - абсолютна вага 1000 шт. насіння,  $г$ .

Вказаний вибір обумовлений тим, що регулювання щільності  $Q_m$  ( $шт/м$ ) можна забезпечити зміною лише одного вхідного параметру - робочої довжини котушки  $L_k$  або передаточної величини  $i$ , від яких вона залежить лінійно і не залежить від зміни швидкості руху сівалки  $V_c$  (км/год), при фіксованому значенні іншого фактору ( $L_k$ , або  $i$ ). Так як швидкість руху сівалки в польових умовах є змінною величиною, то вибір в якості параметра регулювання інтенсивності  $Q_c(L_k, V_c, i)$  зернового потоку приводить до необхідності регулювання в умовах нелінійності, викликаній одночасною дією двох змінних факторів: робочої довжини котушки  $L_k$  і швидкості руху сівалки  $V_c$ , при  $i = const$  або передаточної величини  $i$  і швидкості  $V_c$ , при  $L_k = const$ , що ускладнює задачу.

Так як передаточне відношення  $i$  задається через ступеневу або безступеневу коробки передач, то для оперативного і плавного перерегулювання цієї величини необхідно внести суттєві зміни в конструкцію сівалки, що робити не бажано. Оскільки передаточне відношення  $i$  і відстань до денця котушки  $C_1$  для кожного поля та типу посівного матеріалу встановлюються перед початком сівби і можуть залишатися незмінними для усіх ділянок поля до її завершення, то щільність розподілу  $Q_m$  ( $шт/м$ ) можна розглядати як лінійно залежну від робочої довжини котушки  $L_k$  функцію

$$Q_m = b_m \cdot L_k, \quad (3)$$

де  $b_m$  - умовно постійний коефіцієнт пропорційності, залежний від передаточної величини  $i$ , відстані до денця котушки  $C_1$ , конструктивних параметрів висівної системи та посівного матеріалу (1, 2).

За результатами аналізу можливостей засобів реєстрації зернового потоку, результатів дослідження методів та засобів регулювання щільності розподілу зерна вздовж рядка висіву  $Q_i$  та виміру швидкості руху сівалки, а також структури апаратно-програмного комплексу, призначеного для проведення місцевизначеної сівби, запропонованого вченими національного аграрного університету (м. Київ) [2], було досліджено можливість використання модифікованого засобу реєстрації зернового потоку в САК процесом висіву за технологією точного землеробства на базі сівалки СЗ-3,6.

Апаратна частина проектуємої САК (рис. 1) включає: бортовий комп'ютер з дисплеєм; ГСП-приймач; технологічну карту-завдання змінних норм висіву на електронному носіїві (картограму сівби); датчик швидкості руху сівалки; датчик

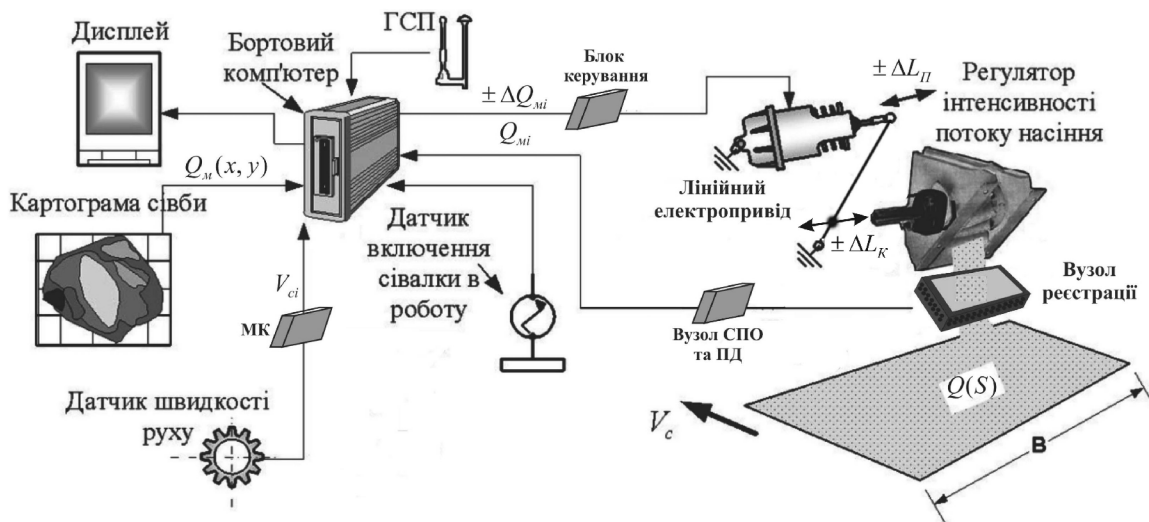


Рисунок 1 - Загальна структура САК процесом висіву при точному землеробстві

включення сівалки в роботу; вузол ресстрації та вузол синхронізації, попередньої обробки та передачі даних, які входять до складу системи комп'ютерної ідентифікації (СКІ) і відіграють роль зворотнього зв'язку; лінійний електропривід з блоком керування та важелем подачі валу висівних апаратів сівалки.

Функції блока обробки вхідних даних та формування поточних значень щільності розподілу зерна покладаються на бортовий комп'ютер. В цілому, описаний комплекс представляє собою замкнену динамічну САК, принцип роботи якої наочно

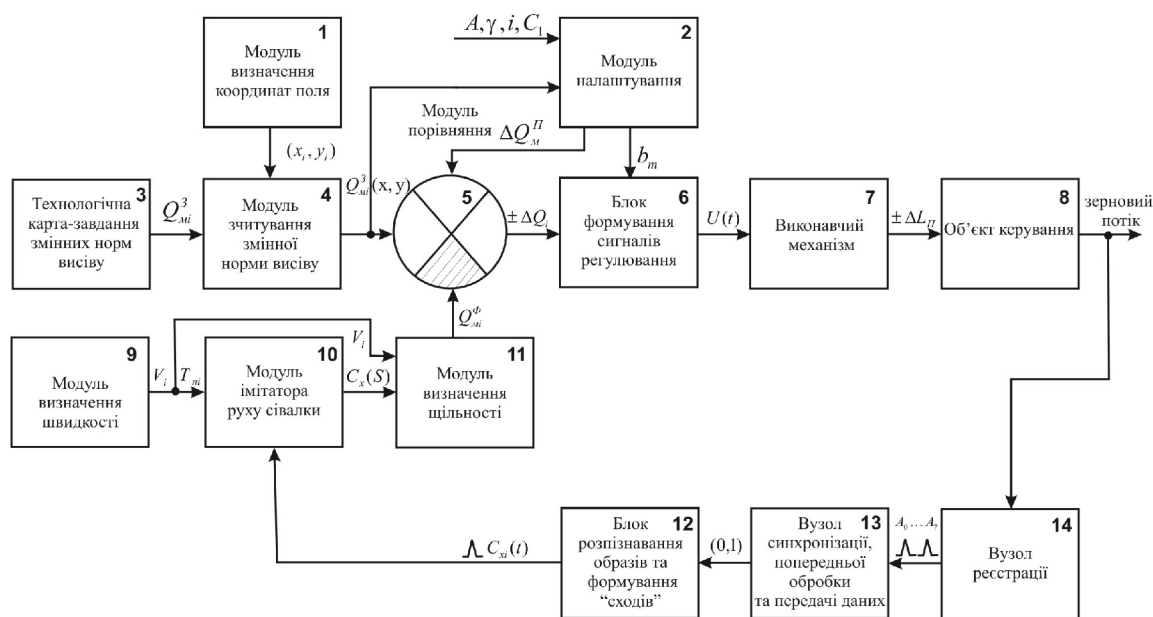


Рисунок 2 - Функціональна схема роботи автоматизованої системи керування процесом висіву

ілюструє функціональна схема (рис. 2).

Перед початком сівби, на сівалці за допомогою редуктора встановлюється передаточна величина  $i$  приводу висівних апаратів, розрахована на мінімально допустиму задану норму висіву  $Q_{min}^3$  кг/га. Робоча довжина котушок висівних апаратів  $L_k$  може бути довільною. Не менше ніж за 10÷20 метрів до початку сівби вмикається електроживлення ( $U = \pm 12B$ ) системи керування процесом висіву. При цьому активізується робота програмних модулів №1÷3, №8÷13 (рис. 2). Аналогові сигнали

$A_0 \dots A_7$  з виходу вузла реєстрації 14 поступають на вхід вузла синхронізації, попередньої обробки та передачі даних 13, з виходу якого зформований двійковий код зображення рядка реєстрації через USB – порт бортового комп'ютера поступає в блок розпізнавання образів та формування «сходів» 12. Зформовані блоком 12 сигнали «сходження» зерна  $C_{xi}(t)$  надходять до модуля – імітатора руху сівалки 10, з виходу якого сигнали «сходження»  $C_x(S)$ , узгоджені з швидкістю руху сівалки  $V_{ci}(m/c)$ , поступають в модуль 11 - визначення щільності розподілу зерна вздовж рядка висіву  $Q_{mi}^\Phi(um/m)$ . Визначені ГСП-приймачем координати МТА узгоджуються з картографією поля (модуль 1), в результаті чого формуються місцевизначені координати  $(x_i, y_i)$  сівби, які надходять до модуля зчитування 4. З моменту подачі живлення вмикається в роботу датчик виміру швидкості руху сівалки, за сигналами якого на виході мікропроцесорного модуля 9 через кожний фіксований інтервал шляху  $S = 10m$ , пропорційний заданій  $N_3 = k \cdot S$  кількості імпульсів датчика, визначається поточний термін часу  $T_{Pi}(c)$  проходження сівалкою вказаної відстані  $S$  і формується сигнал-запит до бортового комп'ютера на передачу отриманих даних.

По сигналу-запиту від модуля швидкості 9 програма обробки переривання: зчитує значення  $T_{Pi}(c)$ ; визначає поточну швидкість сівалки  $V_{ci}(m/c)$ ; корегує значення швидкості в модулі-імітаторі руху сівалки 9; зчитує кількість  $K_i$  (шт) зареєстрованих модулем 10 за період  $T_{Pi}(c)$  «сходів» зернин  $C_x(S)$ ; розраховує інтенсивність зернового потоку за формулою  $Q_{ci}^\Phi = K_i / T_{Pi}$  (шт/с); визначає щільність розподілу зерна  $G_{mi}^\Phi = Q_{ci}^\Phi / V_{ci}$  (шт/м) і формує ознаку наявності даної величини на виході модуля 11; за координатою місцевизначеної сівби  $(x_i, y_i)$  (модуль 1) зчитує з технологічної карти-завдання 3 величину змінної норми висіву  $Q_{mi}^3$  (шт/м) і формує ознаку наявності даної величини на виході модуля 4.

Модуль порівняння 5 працює лише при ввімкненому датчику включення сівалки в роботу. Цей датчик вмикається одночасно з приводом обертання валу висівних апаратів сівалки під дією механізму опускання сошників, який вмикає тракторист перед початком сівби. Під час розвороту або після завершення сівби тракторист вмикає механізм піднімання сошників, який вимикає привід обертання валу висівних апаратів сівалки і датчик висіву, що приводить до блокування роботи модуля порівняння. При появи на вході модуля порівняння ознак наявності фактичної  $Q_{mi}^\Phi$  та заданої  $Q_{mi}^3$  норм висіву, визначається величина відхилення першої від другої ( $\pm \Delta Q_i = Q_{mi}^3 - Q_{mi}^\Phi$ ), значення якої передається до блоку формування сигналів регулювання 6.

Для того, щоб привести фактичну норму висіву до заданої, необхідно скорегувати робочу довжину котушок висівних апаратів в ту або іншу сторону на величину  $\pm \Delta L_k$  (мм), пропорційну відхиленню  $\pm \Delta Q_{mi}$  (4).

$$\Delta Q_{mi} = b_m \cdot \Delta L_{ki}; \quad \Delta L_{Pi} = V_{Pi} \cdot \Delta T_i; \quad \Delta T_i = a_1 \cdot \Delta L_{ki} / V_{Pi} = a_1 \cdot \Delta Q_{mi} / b_m \cdot V_{Pi} \quad (4)$$

Щоб здійснити це переміщення на вхід лінійного електроприводу 7 необхідно подавати, за принципом широтно-імпульсної модуляції, напругу заданої полярності  $U(t) = \pm 12V$  протягом терміну перерегулювання  $\Delta T_i$ , пропорційному величині переміщення  $\pm \Delta L_k$  (мм) та відхилення  $\pm \Delta Q_{mi}$  (4). Згідно з цим положенням, в блоці 6 спершу визначається термін перерегулювання  $\Delta T_i$  та напрямок переміщення передачі гвинт-гайка (вперед – «+», назад – «-»), а потім виконується послідовність команд,

направлених на вироблення визначеного набору керуючих дій, які забезпечують комутацію та терміни подачі напруги на обмотки двигуна електроприводу через мостові схеми з силовими ключами.

Комутована блоком 6 напруга  $U(t) = \pm 12V$  подається на протязі терміну перерегулювання  $\Delta T_i$  до виконавчого механізму – лінійного електроприводу з передачею гвинт-гайка та важелем переміщення валу висівних апаратів. В результаті цих дій робоча довжина котушок висівних апаратів змінюється на величину  $\pm \Delta L_k$  (мм), що призводить до зміни щільності розподілу зернового потоку ( $Q_m^{\Phi} = Q_m^3$ ), який виступає в якості об'єкта управління. Через кожний фіксований інтервал шляху ( $S = 10m$ ) ця процедура повторюється.

Закон регулювання розглянутої САК на кожному з інтервалів перерегулювання  $j = 0, 1, 2 \dots k$  визначається функцією

$$Q_m^P(S_{j,i}) = \begin{cases} Q_m^{\Phi}(S_{j,i}), & \text{якщо } |Q_m^{\Phi}(S_{j,i}) - Q_m^3| < \Delta Q_m^{\Pi} \\ Q_m^{\Phi}(S_{j,k}) \mp \Delta Q_m^{\Pi}, & \text{якщо } |Q_m^{\Phi}(S_{j,k}) - Q_m^3| \geq \Delta Q_m^{\Pi} \end{cases} \quad (5)$$

де  $i = 0, 1, 2 \dots k$  - індекси поточних  $S_{j,i}$  та кінцевої  $S_{j,k}$  координат виміру щільності  $Q_m^{\Phi}(S_{j,i})$  усередині  $j$ -го інтервалу;

$\pm \Delta Q_m^{\Pi}$  - заданий поріг регулювання (межа відхилення поточної щільності  $Q_m^{\Phi}(S_{j,i})$  від заданої норми висіву  $Q_m^3$ ).

Крім підвищення якості сівби, впровадження системи автоматичного регулювання виключає необхідність передпосівного налаштування сівалки на задану норму висіву, так як ця операція виконується автоматично на перших же метрах сівби, шляхом запрограмованого перерегулювання через кожний оберт опорно-привідного колеса сівалки.

## Список літератури

1. Пархоменко Ю.М. Визначення математичної моделі процесу формування зернового потоку на виході котушкового висівного апарата / Ю.М. Пархоменко, В.О. Кондратець, М.Д. Пархоменко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб-к. – Кіровоград: КНТУ. – 2011. Вип. №41. – С. 62-68.
2. Аніскевич Л.В., Войтюк Д.Г. Моделювання адаптивних технологічних процесів місцевизначеного землеробства // Звіт про НДР НАУ, №0103U005909 – Київ, 2007. – 65с.
3. Пархоменко Ю.М. Дослідження підходів до реалізації пристрою реєстрації та ідентифікації зернового потоку // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий наук. техн. збірник. – Кіровоград КНТУ. – 2007. Вип. №37, – с. 126-131.

**Yuriy Parhomenko, Mikhail Parhomenko**

*Kirovograd National Technical University.*

### **Development of ACS variable rates based on seed drills SZ-3,6**

The purpose of this paper is to investigate ways to create automatic control system (ACS) variable seeding rates for precision farming technology based drills SZ-3, 6 using the upgraded device registration and authentication of computer grain flow.

The ways of creating software and adaptive automated control system for variable seed rate at sowing grain drills for precision farming technology are investigated. The parameter and the control law are determined.

The hardware of the automatic control system developed includes trip computer with display, GSP receiver, routing -problem variable seed rates on an electronic medium (sowing map) Sensor speed drills, drills sensor included in the work; node registration and node synchronization preprocessing and data that make up the computer system identification (CCI) and play the role of feedback, line of electric control unit and lever feed shaft drill seeding machines. Function block incoming data and the formation of the current values of the density

distribution of grain rely on the onboard computer. Overall, the described set is a closed dynamic ACS.

In addition to improving the quality of sowing, the introduction of automatic control eliminates the need for preplant setting drills seed set rate, as this is done automatically on the first meters sowing by overshoot the programmed through each turn of the supporting-wheel drive drills.

**automatic control system, density of definition, intensity, seed flow, precision agriculture, sowing, the law of regulation**

Одержано 25.10.13

**УДК 631.313**

**А.М. Семенюта, директор**

*ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ»*

**Б.А. Волик, доц., канд. техн. наук**

*Дніпропетровський державний аграрний університет*

**В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## **Результати польових випробувань дискового плуга, адаптованого для роботи в умовах півдня України**

В статті обґрунтовано доцільність використання дискового плуга в складних ґрунтових умовах, де використання полицевого плуга є проблематичним. На основі аналітичних досліджень запропонована конструкція і наведені раціональні параметри плуга для умов півдня України. Особливість запропонованого конструктивного рішення полягає в тому, що диски плуга встановлені з можливістю зміни кутів постановки до вертикалі і напрямку руху. Це дозволяє отримувати наперед обумовлені показники якості розпушення ґрунту в різних ґрунтових умовах. Наведені результати експериментальних досліджень підтверджують основні положення виконаних аналітичних досліджень.

**обробіток ґрунту, плуг дисковий, раціональні параметри, якість розпушення**

**А.Н.Семенюта**

*ДП «Гуляйпільський механічний завод» ПАТ «Мотор-Січ»*

**Б.А.Волик**

*Днепропетровский государственный аграрный университет*

**В.А. Дубовик**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Результаты полевых исследований дискового плуга, адаптированного для работы в условиях юга Украины**

В статье обоснована целесообразность использования дискового плуга в сложных ґрунтових умовах, где использование лемешно-отвального плуга проблематично. На основе аналитических исследований предложена конструкция и приведены рациональные параметры плуга для условий юга Украины. Особенность предложенного конструктивного решения заключается в том, что диски плуга установлены с возможностью изменения углов постановки к вертикали и направлению движения. Это позволяет получать заранее оговоренные показатели качества разрыхления почвы в различных почвенных условиях. Приведенные результаты экспериментальных исследований подтверждают основные положения выполненных аналитических исследований.

**плуг дисковий, углы постановки диска, качество крошения**

**Постановка проблеми.** За останній час агрегати, в яких використовують дискові робочі органи з можливістю зміни кутів нахилу у трьох площинах, отримали широке розповсюдження. Пояснюється це універсальністю агрегату: за рахунок переорієнтації диска можна отримати борону, луцильник або плуг при широких можливостях зміни якісних показників розпушення. Але основні переваги обумовлені обертанням диска довкола осі кріплення. Вкупі ці особливості дозволяють використовувати плуг в складних умовах, де застосування інших пасивних робочих органів не можливе. Перш за все це роботи по рекультивації порушених земель, літування ставків, обробіток чагарників та лісосмуг, оранка в умовах зрошення. Тому, цілий ряд виробників освоїв виробництво таких машин. Проте, відсутність чіткого трактування ряду конструктивних особливостей як робочого органу, так і машини в цілому створюють окремі проблеми, вирішенню яких присвячена дана робота.

#### **Аналіз останніх досліджень і публікацій.**

Дослідження робочих органів дискового типу та машин на їх основі являють собою досить складну задачу. Складність аналітичного дослідження обумовлена перш за все багатofакторністю процесів, що описуються та їх імовірнісним характером. Відсутність чіткої математичної моделі у свою чергу ускладнює розрахунок та проектування машини.

Аналізом відомих конструктивних рішень машин встановлено, що практично всі параметри даних машин відпрацьовувались експериментально і мають обмежену аналітичну основу. Відомі дослідження стосуються в основному оптимізації параметрів диска та компоновки машини в цілому з точки зору зменшення тягового опору та стабілізації ходу.

Серед найбільш відомих напрацювань слід відмітити роботи С.Г.Мударісова [1,2], І.А.Шевченка [3,4], А.Н.Худоєрова [5], А.С.Кушнарьова [6]. Взаємодію диска з кореневою системою рослин досліджував А.М.Есоян [7]. Якість розпушення ґрунту диском вивчалась Б.А.Шелудченко [8]. Шляхом аналітичних досліджень ним була отримана залежність, що визначає раціональну кривизну диска.

Вагомий внесок в дослідження дискових робочих органів та машин на їх основі зроблений ННЦ «ІМЕСГ». Серед останніх досліджень слід відмітити ряд робіт, спрямованих на аналіз та практичне визначення сил, діючих на диск і агрегат в цілому, особливо їх бокової складової [9,10]. Аналітично визначити значення наведених складових тягового опору складно. Тому, була розроблена спеціальна дослідна установка з використанням елементів конструкції серійного дискатора. В ході польових досліджень було встановлено, що в залежності від кутів постановки величина бокової складової може змінюватись в 9 разів.

**Мета роботи** – зниження енергоємності процесу обробітку ґрунту та покращення якісних показників роботи дискового плуга шляхом визначення раціональних параметрів його конструкції.

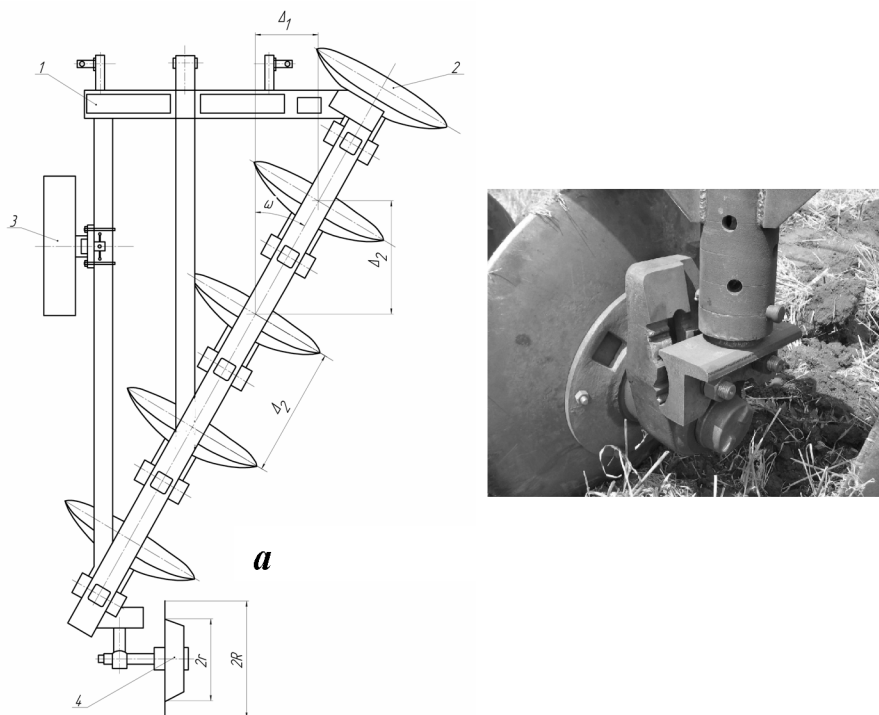
За результатами аналітичних та лабораторних досліджень була обрана концепція дискового плуга і був виготовлений п'ятикорпусний варіант для польових випробувань. До відмінностей конструкції слід віднести параметри, що обґрунтовані аналітично (рис. 1,а):

- кут постановки повздовжньої балки до напрямку руху  $\omega = 48^{\circ}$ ;
- положення корпусів на повздовжній балці рами  $\Delta_1 = 255$  мм,  $\Delta = 510$  мм;
- параметри борозного колеса  $r = 180$  мм,  $R = 250$  мм;
- оригінальний механізм регулювання кутів постановки диска у трьох площинах (рис. 1,б), який надає можливості провести випробування у аналітично обґрунтованому діапазоні їх зміни;

- зміщена на 80 мм відносно серійної конструкції навіски, що відповідає усередненому положенню повздовжньої складової сили тяги;

– чистик, що за профілем повторює профіль перетину диска у місці його постановки.

**Виклад основного матеріалу** Запропонована нами конструкція представлена на рис. 1.



1 – рама; 2 – диск; 3 – колесо опорне; 4 – колесо борозне

Рисунок 1 – Розрахункова схема дискового плуга (а) та механізм регулювання постановки диска до напрямку руху і вертикалі (б)

Полеві досліди проводились на полях ТОВ «Аврора» Оріхівського району Запорізької області з використанням дослідного зразка плуга.

Умови досліджень:

- тип ґрунту – чорнозем звичайний середньо суглинистий (у відповідності до картограми полів господарства);
- агрофон – стерня пшениці;
- питоме зчеплення часток ґрунту –  $5,5 \text{ кН/м}^2$  (26 ударів твердоміра ДорНДІ);
- твердість ґрунту -  $6,4 \text{ Н/м}^2$ ;
- питома маса ґрунту –  $1,3 \text{ г/см}^3$ ;
- вологість – 22 – 24% ;
- забур'яненість – 110-120 рослин на  $\text{м}^2$  (визначалась шляхом підрахунку бур'янів, що попали в прямокутну рамку розміром  $0,5 \times 0,5 \text{ м}$ , з наступним перерахунком на  $1,0 \text{ м}^2$  ;
- енергоносій – трактор МТЗ-82.

Якість розпушення ґрунту оцінювалась за коефіцієнтом структурності, який визначався як відношення маси агрономічно цінних агрегатів (0,25 – 10 мм) до загальної маси взятої проби. Фракційний склад визначався за допомогою решітного класифікатора. Результати математичної обробки отриманих даних представлені в табл. 1 та на графіках рис. 2, де  $\alpha$  – кут постановки диска до вертикалі,  $\beta$  – до напрямку руху.

Таблиця 1 - Відсотковий вміст грудок у взятих пробах ґрунту після проходу диска при різних кутах його постановки

Діаметр отвору решета, мм	Кути постановки диска, град:							
	$\alpha = 40$ $\beta = 26$		$\alpha = 40$ $\beta = 17$		$\alpha = 40$ $\beta = 8,0$		$\alpha = 48,5$ $\beta = 8,0$	
	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції, %	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції, %	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції, %	Приведений діаметр грудки, мм	Відсотковий вміст фракції, %
150	159	7,12	157	14,53	163	15,76	164	14,33
100	121	7,56	125	11,57	125	16,42	132	20,09
75	81	5,85	82	6,74	86	8,78	84	10,22
50	64	10,04	66	12,19	61	15,00	63	19,58
25	37	12,78	38	15,74	33	13,67	32	10,91
10	16	31,20	17	17,95	18	12,16	14	13,23
< 10	-	25,45	-	21,26	-	18,21	-	11,64
$K_{СТ}$	0,34		0,27		0,22		0,13	

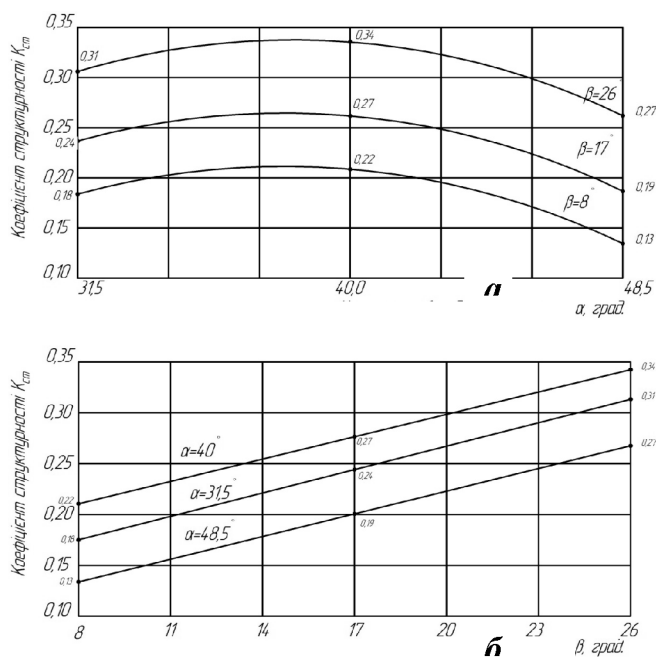


Рисунок 2 - Залежність коефіцієнта структурності від кутів постановки диска:  
 $a$  – від кута нахилу до вертикалі;  $b$  – від кута нахилу до напрямку руху

Аналіз отриманих даних показує, що коефіцієнт структурності ґрунту після проходу дискового плуга близький за значенням до полицевого.

**Висновки**

Польовими дослідженнями знайдені раціональні конструктивні параметри конструкції:

- діаметр диска, мм – 660;
- радіус кривизни поверхні диска, мм – 620 мм;
- кут постановки диска до напрямку руху, град – 38 – 42;

- кут постановки диска до вертикалі, град – 22 – 26;

Дослідженнями встановлено, що для підвищення сталості ходу плуга вісь начіпки необхідно змістити вбік борозни на 80 мм для трикорпусного варіанта плуга і на 105 мм для п'ятикорпусного. При виконанні наведених умов плуг може агрегатуватись з трактором класу 14 кН при глибині обробітку 22 см – у трикорпусному варіанті, при 18 см – у п'ятикорпусному.

Суттєвою перевагою розробленого плуга є те, що п'ятикорпусний варіант за тяговим опором можна агрегатувати з трактором класу 14 кН, тоді як полицевий п'ятикорпусний (з тією ж шириною захвату) – з трактором 30 кН.

## Список літератури

1. Мударисов С.Г. Повышение качества обработки почвы путем совершенствования рабочих органов машин на основе моделирования технологического процесса: Автореф. дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – Челябинск, 2007. – 40с.
2. Мударисов С.Г. Дисковые орудия с адаптирующимися рабочими органами / С.Г. Мударисов // Картофель и овощи, №4. – 2005. – С.30-31.
3. Шевченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / І.А.Шевченко // Праці ТДАТА – Вип. 2., Т.16. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – С. 13-19.
4. Шевченко І.А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / І.А.Шевченко // Праці ТДАТА. – Вип. 2, т.16.-Мелітополь: ТДАТА, 2001. – С.13 - 20.
5. Худоев А.Н. Определение скорости движения частиц почвы по рабочей поверхности сферического диска / А.Н.Худоев // Техника в сельском хозяйстве. – 2009. - №4. – С.44-45.
1. 2010. – 40с.
6. Кушнарєв С.А. Кинематика точек сферических дисков почвообрабатывающих орудий при взаимодействии с почвой/ С.А.Кушнарєв, В.В.Погорельий, С.А.Чуб // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Вип..75. – Т.1. – Харків, 2008. – С.121 – 127.
7. Есоян А.М. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин / А.М.Есоян, П.А.Тонапетян, А.А.Аракелян // Известия Государственного аграрного университета Армении – 2006., №2. – С.56- 58
8. Шелудченко Б.А., Фомін М.П., Губенко В.О., Вітовський О.В. Обґрунтування радіусу кривизни робочої тороїдальної поверхні дискового робочого органу ґрунтообробного знаряддя. / Механізація сільськогосподарського виробництва // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том IV. Київ, 1998. – С. 97-100.
9. Вольський В.А. Визначення бокової сили сферично-дискового робочого органу з віссю обертання нахиленою під кутом до горизонту / Механізація та електрифікація сільського господарства // Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Випуск 93. – Глеваха, 2010. – С. 504 – 508.
10. Гуков Я.С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України. – Видання друге, доповнене. – К.: ДІА, 2007. – 276с.

### Anatoliy Semenyuta

*PE "Gulyaj Pole Mechanical Plant PJSC Motor-Sich*

### Boris Volyk

*Dnipropetrovsk State Agrarian University*

### Viktor Dubovik

*Kirovograd National Technical University*

## Results of the field studies of the disk plough adapted for operation in the southern part of Ukraine

**Work Objective** - reducing energy output of the process of soil treatment and improving quality performance of the disk plough through definition of rational parameters of its design.

### Summary of the work

Based on the conducted analytical studies the disk setting angles with respect to the vertical line and direction of the movement of the implement providing the best indicators of quality of soil pulverization under the soil conditions of the southern Ukraine were substantiated. A rational design scheme of the plough which provides the minimum value of the transverse component of traction resistance has been given.

The paper presents the results of assessment of the quality of soil pulverization by screening of the collected samples on the sizing screen in real operating conditions.

**Conclusions.** As a result of the field studies the following rational structural design parameters have been defined:

- disk diameter, mm – 660;
- disk surface curvature, mm – 620;
- disk setting angle with respect to the direction of movement, degrees – 38-42;
- disk setting angle with respect to the vertical, degrees – 22-26.

A significant advantage of the plough is that its five-housing option can be aggregated with the tractor class 14 kN, while the regular share plough with class 30 kN.

**disk plough, disk setting angles, quality of soil pulverization**

Одержано 11.10.13

УДК 621.9.04:621.9.02

**О.І. Скібінський, доц., канд. техн. наук, А.А. Гнатюк, магістр, В.М. Зеленько, бакалавр**

*Кіровоградський національний технічний університет*

## Дослідження впливу конструктивних параметрів героторної передачі на зносостійкість робочих профілів коліс

В статті приведено дослідження впливу конструктивних параметрів на інтенсивність ковзання, як однієї з основних причин зносу робочих профілів деталей героторних передач, а також виведення точних залежностей для визначення таких параметрів, вибір яких дозволяє зменшити вплив тертя ковзання і відповідно підвищити зносостійкість профілів.

**зносу, героторна передача, питоме ковзання, радіус цівки**

**А.И. Скибинский, А.А.Гнатюк, В.Н. Зеленько**

*Кировоградский национальный технический университет*

**Исследование влияния конструктивных параметров героторной передачи на износостойкость рабочих профилей колес**

В статье приведено исследование влияния конструктивных параметров на интенсивность скольжения, как одной из основных причины износа рабочих профилей деталей героторных передач, а так же выведение точных зависимостей для расчета таких параметров, выбор которых позволяет уменьшить влияние трения скольжения и соответственно повысить износостойкость профилей.

**износ, героторная передача, удельное скольжение, радиус цевки**

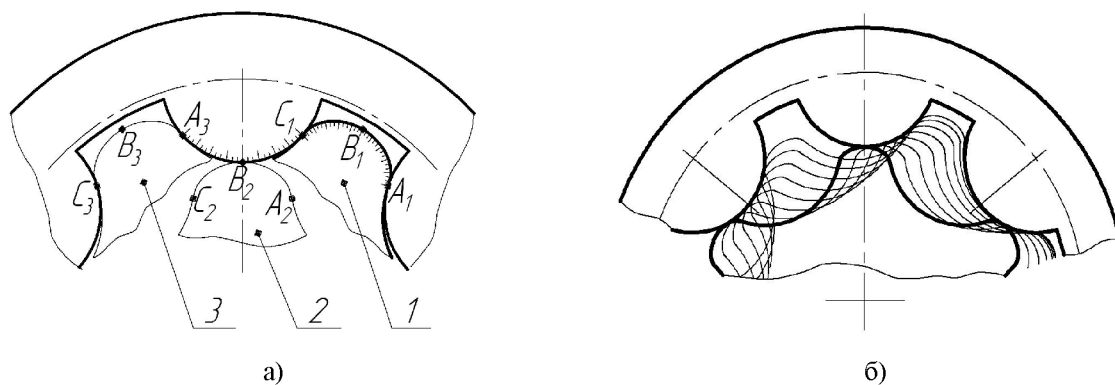
Підвищення довговічності роботи механізмів і машин завжди було важливою науково - практичною задачею. Не є виключенням і позацентроїдні епіциклоїдальні цівкові передачі внутрішнього зачеплення, або так звані героторні передачі, котрі знайшли широке застосування в сучасній техніці.

Основною причиною виходу з ладу героторних передач є знос профілів коліс, що утворюють зачеплення. Робочі профілі ротора і статора постійно знаходяться в контакті, в той же час переміщуючись один відносно одного. Сили, що виникають в точках контакту можуть деформувати профільні поверхні, а в результаті взаємного переміщення відбувається ковзання спряжених профілів. Періодичність дії цих

навантажень в процесі роботи призводить до помітної зміни геометрії профілів коліс, порушується кінематична точність і плавність ходу.

Ковзання є основною причиною зносу робочих профілів деталей героторних передач. В деяких випадках тертя ковзання замінюють тертям кочення, виконуючи цівки у вигляді втулок або роликів. Такий спосіб прийнятний у більшості випадків для редукторів з позацентроїдним циклоїдальним цівковим зачепленням, де при великих навантаженнях, втрати на тертя досить суттєві. Але така конструкція має ряд недоліків, а саме знос все одно відбувається в місцях контакту тіл кочення і корпусу, а також зношуються самі тіла кочення. В гідравлічних машинах з героторною передачею, для запобігання внутрішніх перетікань і збереження герметичності робочих камер, такі конструктивні виконання передачі використовувати не рекомендовано.

Значно поліпшити умови роботи передачі і зменшити інтенсивність тертя ковзання можна за рахунок правильного вибору параметрів зачеплення. Для цього необхідно проаналізувати процес ковзання, та ідентифікувати основні фактори, що впливають на цей процес.



а) – схема переміщення профілю ротора під час роботи передачі б) - схема руху точки контакту робочих профілів ротора і цівкового колеса

Рисунок 1 – Схематичний аналіз взаємодії профілів коліс героторної передачі під час роботи

Розглянемо рух точки контакту зубця ротора з цівкою. Нехай в певний момент часу ротор знаходиться в положенні 1 (рис. 1, а). При цьому він дотикається з цівками в точках  $A_1$  і  $C_1$ . При повороті ротора на кут  $\varphi = \pi \cdot z_1/z_2$ , профіль буде знаходитись у положенні 2 і дотикатись в новій точці  $B_2$ . Точка контакту рухається вздовж дуги цівки і вздовж дуги вершини зубця одночасно. При  $\varphi = 2\pi \cdot z_1/z_2$  ротор опиняється у положенні 3. Точка контакту на профілі ротора пройде шлях  $A_1C_1$ , а на профілі цівкового колеса – шлях  $C_1A_3$ . На протязі усього шляху відбувається ковзання спряжених профілів. Для зручності дугу  $C_1A_3$  назовемо активною ділянкою зуба, як таку, що постійно знаходиться в контакті з ротором.

Аналізуючи траєкторію точки контакту та контакт профілів (рис. 2, а, б) стає очевидним, що саме випукла частина зубця ротора на проміжку  $A_1C_1$  є самим уразливим місцем профілю. Западина сприймає лише тертя кочення, яке практично не впливає на знос. Отже основним фактором, що впливає на інтенсивність ковзання є довжини дуг ковзаючих профілів. Це є цілком справедливим, адже за характеристику зносу приймається показник питомого ковзання профілів. Для профілів ротора і цівкового колеса цей параметр визначається за формулами [1]:

$$\lambda_1 = \frac{\Delta L_1 - \Delta L_2}{\Delta L_1}, \quad \lambda_2 = \frac{\Delta L_2 - \Delta L_1}{\Delta L_2}, \quad (1)$$

де  $\Delta L_1 = A_1C_1$  і  $\Delta L_2 = C_1A_3$  – довжини дуг ковзаючих профілів. Знос буде відбуватись інтенсивніше по тій поверхні, довжина дуги якої менша (за умови рівномірного розподілу кривизни). Найсприятливіших умов можна досягти за умови рівності дуг  $A_1C_1$  і  $C_1A_3$ .

Для визначення умов рівності дуг по яким відбувається ковзання, складемо розрахункову схему (рис. 2) з позначенням основних параметрів зачеплення.

Довжина дуги активної ділянки зуба статора, обмеженої кутом  $\theta$ , визначається за формулою:

$$L_1 = \theta \cdot r_{\psi}, \tag{2}$$

де  $\theta$  – кут, що обмежує активну ділянку зубця статора (задається в радіанах);

$r_{\psi}$  – радіус цівки статора.

Зі схеми 2 знаходимо і значення кута  $\theta$ :

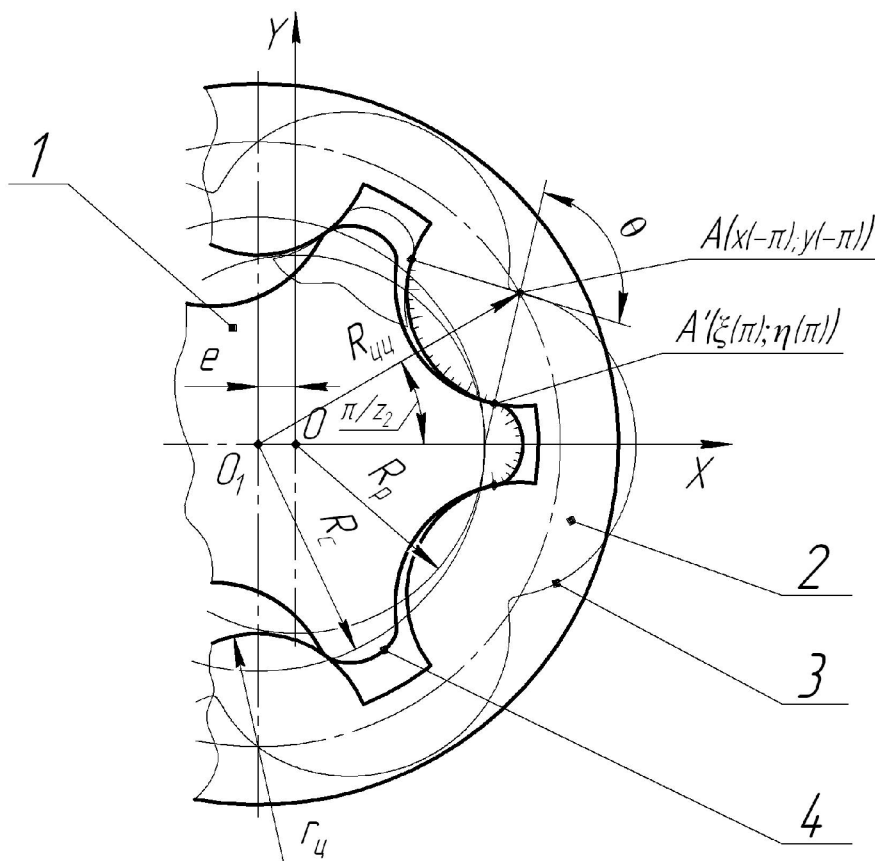
$$\theta = 2 \cdot \arcsin \left( \frac{R_c \cdot \sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)}{\sqrt{R_c^2 + R_{\psi\psi}^2 - 2 \cdot R_c \cdot R_{\psi\psi} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{z_2}\right)}} \right), \tag{3}$$

де  $R_p = e \cdot z_1$  – радіус центроїди ротора;

$R_c = e \cdot z_2$  – радіус центроїди статора;

$R_{\psi\psi}$  – радіус центрів цівок;

$e$  – ексцентриситет передачі;



1 – ротор із числом зубців  $z_1$ ; 2 – статор із числом зубців  $z_2$ ;  
3 – епіциклоїда; 4 – робочий профіль ротора (еквідистанта до епіциклоїди)

Рисунок 2 – Загальна схема героторної передачі з позначенням основних параметрів

Довжина ділянки профілю ротора, що сприймає тertia визначається по загальній формулі для довжин дуг параметрично заданих кривих [2]:

$$L_2 = 2 \cdot \int_0^{\pi} \sqrt{\xi'(\varphi)^2 + \eta'(\varphi)^2} d\varphi. \quad (4)$$

Значення похідних  $\xi'(\varphi)$  і  $\eta'(\varphi)$  можна представити [3]:

$$\xi'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left( x - \frac{R_y \cdot y'(\varphi)}{\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}} \right) = x'(\varphi) - \frac{R_y \cdot x'(\varphi) \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{(x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2)^{3/2}}; \quad (5)$$

$$\eta'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left( y + \frac{R_y \cdot x'(\varphi)}{\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}} \right) = y'(\varphi) - \frac{R_y \cdot y'(\varphi) \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{(x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2)^{3/2}}; \quad (6)$$

$$\sqrt{\xi'(\varphi)^2 + \eta'(\varphi)^2} = \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{R_y \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}. \quad (7)$$

де  $x(\varphi)$ ,  $y(\varphi)$  – параметричні рівняння епіциклоїди, що мають вигляд:

$$x(\varphi) = R_{\text{ци}} \cos(\varphi/z_2) - e \cdot \cos \varphi; \quad (8)$$

$$y(\varphi) = R_{\text{ци}} \sin(\varphi/z_2) - e \cdot \sin \varphi. \quad (9)$$

Тоді інтеграл (4) матиме вигляд:

$$L_2 = 2 \cdot \int_0^{\pi} \left( \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{r_y \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi. \quad (25)$$

Аналіз геометрії профілю ротора вказує на те, що довжина його дуги зменшується пропорційно віддаленню еквідистанти від епіциклоїди тобто пропорційно радіусу цівки  $r_{\text{ц}}$ . Відповідно довжина дуги активної ділянки зубця статора збільшується. Отже, існує таке значення  $r_{\text{ц}}'$  при якому дуги ковзаючих профілів  $A_1C_1$  і  $C_1A_3$  будуть рівні. Для підтвердження вищесказаного були побудовані залежності зміни довжин профілів від величини віддалення  $r_{\text{ц}}$  (Рис. 3).

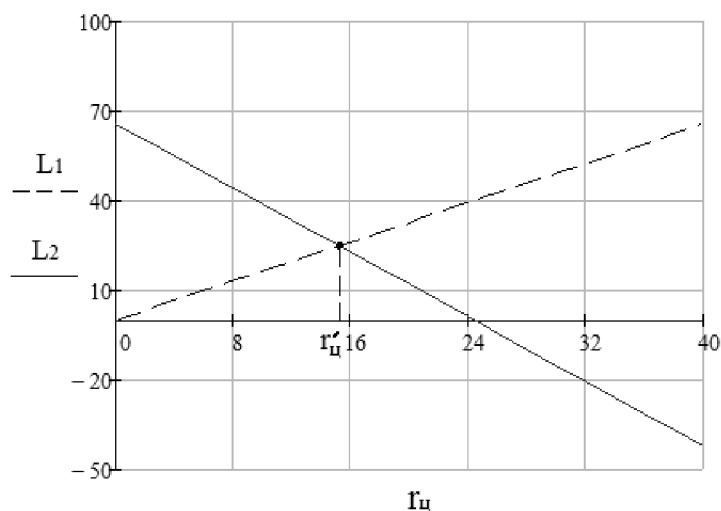


Рисунок 3 – Залежність зміни довжин дуг профілів від зміни  $r_{\text{ц}}$ .

Для визначення значення  $r_{\text{ц}}'$  необхідно прирівняти формули (2) і (25) довжин дуг одна до одної і вирішити отримане рівняння відносно  $r_{\text{ц}}$ , тобто:

$$\theta \cdot r_y = 2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left( \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{r_y \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi. \quad (26)$$

Перетворюємо рівність:

$$2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left( \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi = r_y \cdot \left( 2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left( \frac{y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi)}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi + \theta \right). \quad (27)$$

І знаходимо значення  $r_y'$ :

$$r_y' = \frac{2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} d\varphi}{2 \cdot \int_{0_i}^{\pi} \left( \frac{y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi)}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right) d\varphi + \theta}. \quad (28)$$

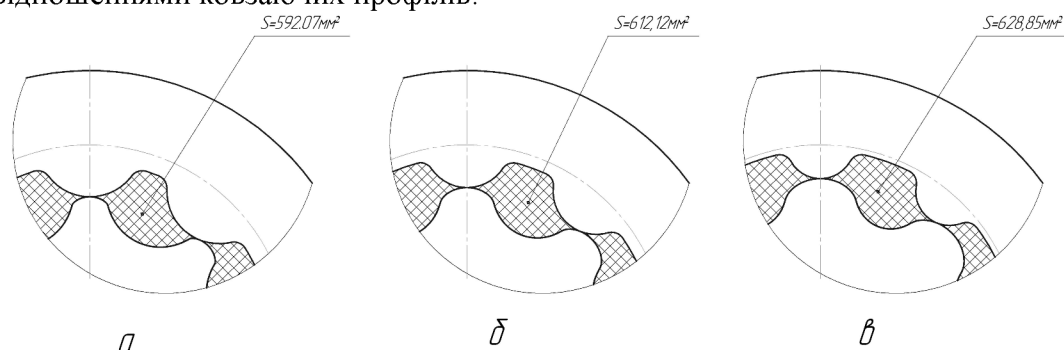
Після підстановки  $x(\varphi)$  і  $y(\varphi)$  та їх похідних, виконуючи спрощення, формула (28) приймає вигляд:

$$r_y' = \frac{2 \cdot \sqrt{\frac{1}{z_2^2}} \cdot \int_0^{\pi} \sqrt{R_{\text{ш}}^2 + R_c^2 + 2 \cdot R_{\text{ш}} \cdot R_c \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot z_1}{z_2}\right)} d\varphi}{\frac{\pi}{z_2} - 2 \cdot \arctg\left(\sqrt{\frac{(R_c - R_{\text{ш}})^2}{(R_c + R_{\text{ш}})^2}} \cdot \tg\left(\frac{z_1 \cdot \pi}{2 \cdot z_2}\right)\right) + \pi + \theta}. \quad (29)$$

Первісна підінтегральної функції в чисельнику не виражається через елементарні функції, тому отриманий інтеграл зводиться до еліптичних інтегралів другого роду.

Вибір такого значення  $r_y'$  під час проектування передачі дає змогу мінімізувати шкідливий вплив питомого ковзання, і тим самим підвищити зносостійкість профілів обох коліс. Повністю виключити фактор питомого ковзання не можливо, але правильний вибір конструктивного параметру  $r_y$  дозволить рівномірно розподілити його вздовж ділянок профілів, які зазнають шкідливого впливу тертя.

Нижче представлено конструкції героторних передач (Рис. 4) з різними співвідношеннями ковзаючих профілів:



- а) - довжина ковзаючої дуги статора більше за довжину ковзаючої дуги ротора;
- б) - довжина ковзаючої дуги статора рівна довжині ковзаючої дуги ротора;
- в) - довжина ковзаючої дуги статора менше за ковзаючу дугу ротора

Рисунок 4 – Конструкції героторних передач з різними співвідношеннями ковзаючих профілів

## Список літератури

1. Фролова К.В. Механика промышленных роботов / - Фролова К.В., Воробьева Е.И. Кн. 3: Основы

- конструирования – М.: Высшая школа, 1989. – 380 с.
2. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / Выгодский М.Я. – М.: Наука, 1975. - 872 с.
  3. О.І. Скiбiнський. Визначення величини робочого об'єму героторних гiдромашин з епiциклоiдальною цiвковою передачею внутрiшнього зачеплення / О.І. Скiбiнський, В.І. Гуцул, А.А. Гнатюк, А.В. Заярна – Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник – Кіровоград, 2012.– Вип. 42., ч. 1. – 254 с.

**Aleksandr Skibinskiy, Andrey Gnatuk, Vyacheslav Zelenko**

*Kirovograd National Technical University*

**Research of influence of structural parameters of gerotor transmission on wearproofness of job profiles of wheels**

The purpose of this paper is to determine the optimal structural parameters of gerotor transmission, allowing to reduce the harmful effects of friction, which is a major cause of wear of wheel profiles.

In this article is described a study of the relationship between the design parameters of the gerotor transmission and intensity of wear of the working profiles of wheels. Analysis of the work of gerotor transmission allowed us to establish portions of profiles that are most subject to wear. Because the parameter of wear is a specific sliding, the wear rate will depend on the length of the plot sliding friction. The study presents precise formulas to get the optimal value of the radius of the stator tooth, in which portions of friction profiles are equal.

The obtained value of the radius of the stator tooth can not completely exclude the specific friction factor, but it allows you to evenly distribute it to the moving portions of the profile, thereby minimizing the harmful effects of friction and improve durability

**wear, gerotor transmission, specific sliding, radius of tooth**

Одержано 14.06.13

**УДК 621.9.06**

**С.В. Струтинський, канд. техн. наук, докторант**

*Національний технічний університет України «КПІ», м.Київ*

## **Застосування металполімерних композитів в конструкціях сферичних шарнірів просторової системи приводів**

Запропоновано конструкцію сферичного шарніра просторової системи приводів, у якій сферичне сідло виконано з металополімерного композиту. Розроблена технологія і виготовлено дослідний зразок шарніра, поверхня сідла якого досліджена з використанням електронних мікрофотографій. Встановлена структура композиту та кількісні характеристики наявних в ньому металевих включень. Визначено розміри залізних сфер, які складають металеву основу композиту. Досліджено показники якості мікропрофіля для одержаної сферичної поверхні.

**шарнір, сфера, сідло, композит, включення, розміри, мікропрофіль**

**С.В. Струтинский**

*Национальный технический университет Украины «КПИ», г. Киев*

**Применение металлополимерных композитов в конструкциях сферических шарниров пространственной системы приводов**

Предложена конструкция сферического шарнира пространственной системы приводов, в которой сферическое седло выполнено из металлополимерного композита. Разработана технология и изготовлен опытный образец шарнира, поверхность седла которого исследована с использованием электронных микрофотографий. Установлена структура композита и количественные характеристики имеющихся в нём металлических включений. Определены размеры железных сфер, которые составляют металлическую основу композита. Исследованы показатели качества микропрофиля для полученной сферической поверхности.

**шарнир, сфера, седло, композит, включения, размеры, микропрофиль**

### **Вступ**

Просторові системи приводів ефективно використовуються в технологічних машинах різного призначення. Якісні показники просторової системи приводів визначаються характеристиками елементної бази, зокрема сферичних шарнірів. Тому дослідження в напрямку розробки прогресивних конструкцій сферичних шарнірів є актуальними.

Специфічною особливістю точних сферичних пар тертя є суттєво різна точність виготовлення охоплюваної та охоплюючої сферичних поверхонь. Для охоплюваних (зовнішніх) сферичних поверхонь сфер реалізуються допуски 1..5 мкм при діаметрі сферичної поверхні 30..50 мм. Є можливість застосування доводочної операції з використанням сфер із кераміки, яка має точність виготовлення 1..2 мкм. Відповідно є можливість контролю виготовлених сфер з точністю в межах вказаних допусків.

Зовсім інша ситуація виникає при обробці охоплюючих (внутрішніх) сферичних поверхонь. Технологічні обмеження обумовлюють допуски на виготовлення в межах 15..30 мкм. Сферичні поверхні є незамкненими, тому утруднено їх вимір і контроль якості. Наявність значних похибок виготовлення внутрішніх сферичних поверхонь обумовлює необхідність встановлення зазору в парі тертя в межах 60..80 мкм. Це приводить до значних похибок просторової системи приводів.

Проблема в загальному вигляді полягає у виготовленні точних охоплюючих (внутрішніх) сферичних поверхонь.

Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями розробки прогресивних просторових систем приводів [1].

В останніх дослідженнях і публікаціях наведено ряд конструкцій сферичних шарнірів [2,3]. Ряд робіт присвячено розробці технології виготовлення та контролю сферичних поверхонь [4,5]. Виготовлення сферичних шарнірів із металлолімерних композитів у літературних джерелах не виявлено.

Застосування металлолімерних композитів у конструкціях сферичних шарнірів відноситься до невирішеної раніше частини загальної проблеми.

Запропоновано нові конструкторсько-технологічні методи реалізації прецизійних сферичних шарнірів просторової системи приводів. Методи базуються на застосуванні металлолімерних композитів в прецизійній сферичній парі тертя.

Метою досліджень є розробка конструкції та технології виготовлення сферичних шарнірів із застосуванням металлолімерних композитів та їх дослідна апробація із встановленням параметрів одержаних сферичних поверхонь. Задачами досліджень поставлено розробку технології формування охоплюючих (внутрішніх) сферичних поверхонь шарніра, виготовлення та дослідження одержаних поверхонь із визначенням їх якісних показників, зокрема розмірів та вмісту сферичних металевих частинок.

### **Виклад основного матеріалу дослідження**

Розроблені сферичні шарніри мають сфери 1, з'єднані із штангами 2 системи приводів (рис.1).

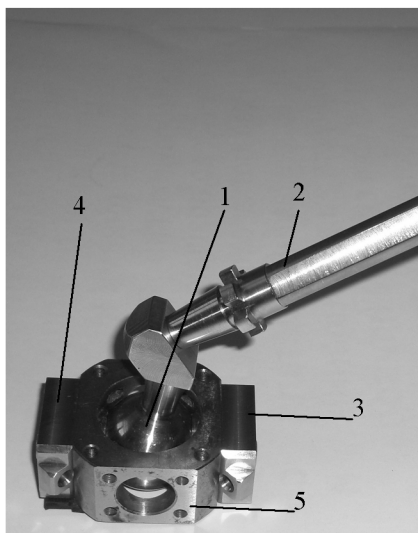


Рисунок 1 - Розроблений сферичний шарнір просторової системи приводів



Рисунок 2 - Нанесення пастоподібного металполімера на поверхню вставки

Із сферою взаємодіють вставки 3 і 4, встановлені в корпусі 5 шарніра. Поверхні вставок, які взаємодіють із сферою, сформовані з металполімерного композиту.

Композит являє собою полімерну основу на базі епоксидних смол та наповнювача у вигляді сферичних частинок заліза [6]. Розроблена спеціальна технологія формування внутрішніх сферичних поверхонь сферичного шарніра. Підготовлена суміш пастоподібного металполімера 1 наноситься на робочу поверхню вставки 2 (рис.2). Формування робочої поверхні вставок відбувається безпосередньо у вставках, поміщених в корпус, які базуються по плоских поверхнях корпуса шарніра та центруються за допомогою точних посадочних отворів (рис. 3).

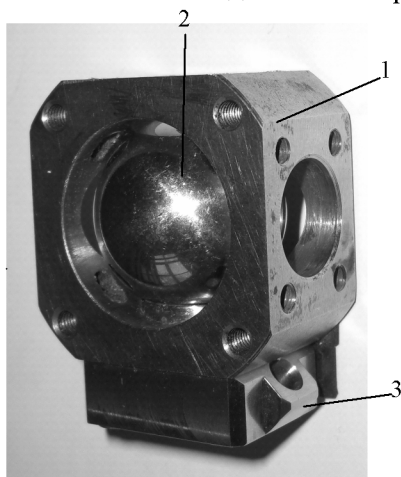


Рисунок 3 - Установка вставки з нанесеним металполімером у корпусі шарніра

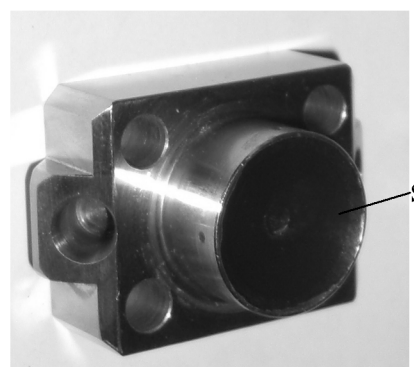


Рисунок 4 - Вставка із сформованою сферичною поверхнею

Вставка 3 із нанесеною пастою встановлюється в корпусі 1 шарніра. Нанесена рідка пастоподібна маса притискається кулею 2, яка переміщується в отворі корпуса. Аналогічного наноситься металполімер на протилежну вставку, яка встановлюється в корпусі.

Після застигання металполімера утворюється тверда робоча сферична поверхня s вставки (рис.4).

При формуванні поверхні використовується точна куля з відхиленнями від сферичності в межах 1,0 мкм. Це забезпечує відхилення форми поверхні вставки від

сферичності в межах 2...4 мкм. Сформована поверхня вставки досліджена з використанням електронних мікрофотографій (рис.5).

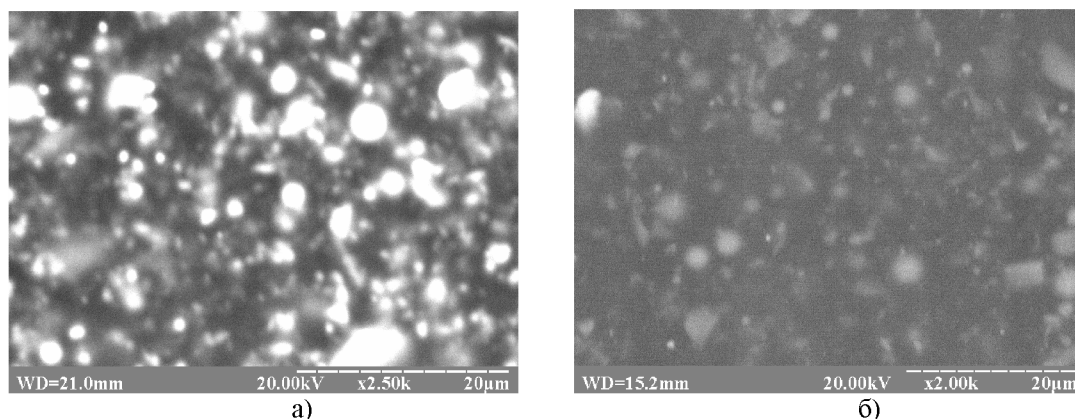


Рисунок 4 - Електронні мікрофотографії сформованої сферичної поверхні: а) – визначення металевих включень; б) – вигляд поверхні у відбитих променях

На фото поверхні простежуються металеві включення розміром 0.2...4мкм.

Виконано аналіз розмірів металевих включень, які знаходяться в перетині металполімера. Для цього використані електронні фото сколів металполімерного композиту (рис.6).

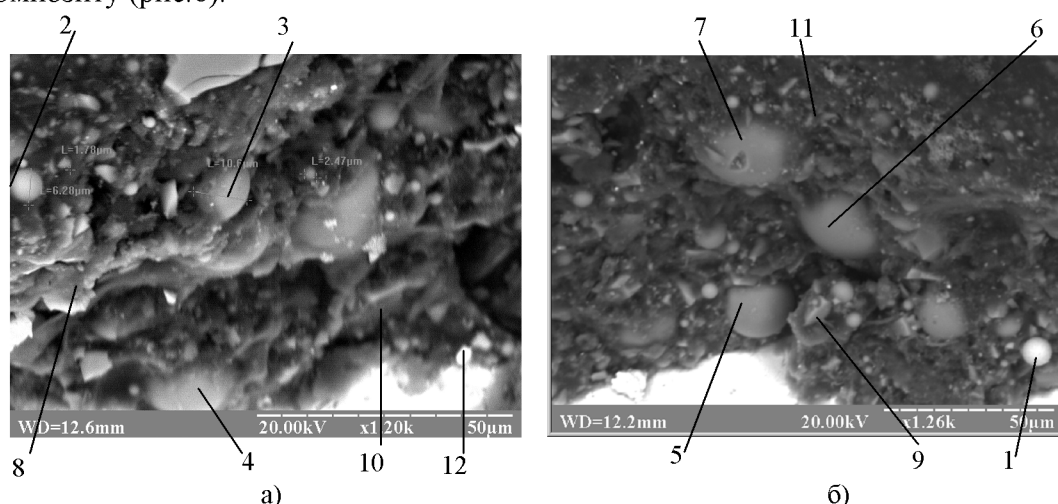


Рисунок 6 - Електронні фото сколів сферичної поверхні, сформованої із металполімерного композиту: рисунки а і б відповідають різним сколам поверхні

На сколах простежуються сферичні частинки різного розміру. Частинки 1 і 2 відповідають сферам із металу. Сферичні частинки 3-7 відповідають сферам покритим шаром полімеру. В композиті наявні включення 8-10 неправильної форми, а також дрібні частинки забруднень 11, 12.

Досліджено хімічний склад композиту по різним ділянкам.

Хімічний склад змінюється в залежності від точки вимірів. Виміри здійснені в області розташування сферичної частинки 1 (див. рис. 6 б) показують великий вміст заліза (рис.7).

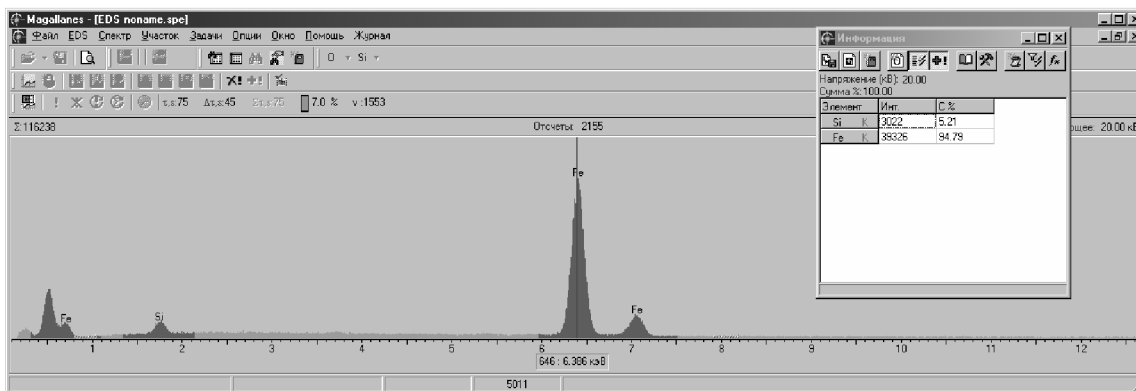


Рисунок 7 - Визначення хімічного складу композиту в області металевої сфери

В середньому хімічний склад характеризується наявністю 10..20% вуглецю, 5..35% кисню, 2..15% кремнію та включенням сфер із заліза.

В результаті проведених досліджень встановлено, що найбільш важливою складовою композиту є сферичні частинки заліза.

Для виділених фото сколів підрахована кількість сферичних частинок заліза  $n_i$ , радіальні розміри яких попадають у відповідний розряд [7]. Розбиття значень розмірів сфер на  $k$  розрядів виконане з постійним кроком по діаметру. Вибраний крок зміни діаметра сфери  $\Delta d = 2,5$  мкм.

За даними підрахунку кількості сфер  $n_i$ , діаметральні розміри яких попадають у відповідний розряд, побудована гістограма частоти наявності на фото кількості сфер певного розміру (рис. 8).

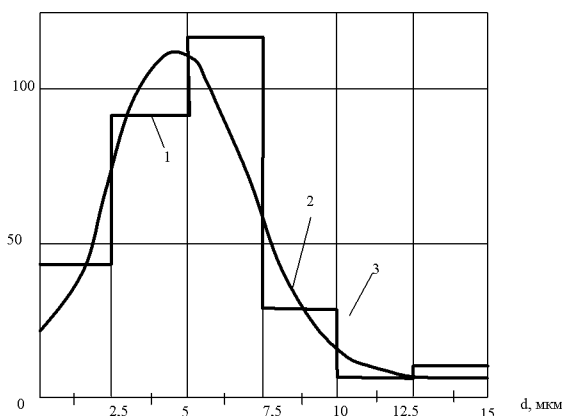


Рисунок 8 - Одержана експериментально гістограма частоти наявності кількості сфер відповідного розміру в перетині (крива 1) та апроксимація гістограми нормальним законом (крива 2)

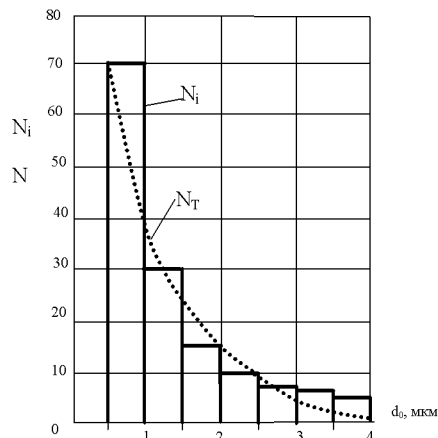


Рисунок 9 - Гістограма частоти наявності металевих включень відповідних розмірів, які простежуються на електронній мікрофотографії поверхні

Відносна частість  $N_i$  наявності сфер відповідних розмірів в  $i$ -му розряді знаходиться за формулою:

$$N_i = n_i / \sum_{j=1}^k n_j . \tag{1}$$

Оцінка математичного сподівання середнього діаметра сфер:

$$m = \sum_{i=1}^k N_i \cdot r_i, \quad (2)$$

де  $r_i$  – середній в  $i$ -му розряді радіус сфери.

В результаті обробки гістограми встановлено, що середнє значення діаметра сфери складає  $m = 4,8$  мкм.

Оцінка дисперсії сфер здійснюється за наступною залежністю:

$$\sigma^2 = \sum_{i=1}^k N_i (r_i - m)^2. \quad (3)$$

За результатами статистичної обробки знайдене значення оцінки дисперсії та середньоквадратичного відхилення.

$$\sigma = 1,2 \dots 1,6 \text{ мм.}$$

Для згладжування гістограми розподілу частоти наявності сфер відповідного розміру використано нормальний закон.

Ординати кривої функції щільності розподілу згідно з нормальним законом обчислювались за формулою:

$$\frac{dN}{dr} = \varphi(r) = \frac{N_{ok}}{W_k \sqrt{2\pi\sigma}} e^{-\frac{(r-m)^2}{2\sigma^2}}, \quad (4)$$

де  $N_{ok}$  – загальне число сфер в контрольному об'ємі;  $W_k$  – величина контрольного об'єму.

Останні параметри дають оцінку середнього числа сфер в контрольному об'ємі ( $W_k = 25 \times 10^3 \text{ мкм}^3$ ) у вигляді:

$$N_o = \frac{N_{ok}}{W_k}.$$

За результатами експериментальних вимірювань середнє число сфер в одиниці об'єму складає:

$$N_o = 7..8 \times 10^3 \text{ 1/мм}^3, \quad (5)$$

тобто в одному кубічному міліметрі композиту знаходиться в середньому 7..8 тисяч сфер діаметром приблизно 5 мкм.

При середньому числі сфер в одиничному об'ємі  $N_o = 7..8 \times 10^3$  маємо об'ємну концентрацію металу  $C_0 = 6..8\%$ . Скол композиту не зовсім точно відображає його внутрішню структуру. Але наведені формули (1)-(5) дають достатньо точну характеристику наявності сферичних включень в об'ємі композиту.

Робоча поверхня композита по своїй структурі дещо відрізняється від його структури в об'ємі. Для дослідження наявності металевих включень безпосередньо в при поверхневому шарі використані електронні фото сферичної поверхні (див. рис. 5). Здійснено виміри кількості та розмірів металевих включень, які простежуються у приповерхневому шарі.

Підраховано кількість сферичних включень, які попадають у відповідний розмірний діапазон. По результатам підрахунків побудована гістограма кількості включень по розмірам у приповерхневому шарі (рис. 9).

Закон розподілу частоти наявності металевих включень відповідно розміру у приповерхневому шарі наближено описано залежністю:

$$N_r = ae^{-b(d_0-d_m)}, \quad (6)$$

де  $a$ ,  $b$ ,  $d_m$  – константи, числові значення яких знаходиться в межах  $a=75..100$ ,  $b=1,8..2,2$  1/мкм,  $d_m=0,4..0,5$ мкм.

Для встановлення виду і характеру мікропрофіля визначено мікротопограми мікропрофіля для прямокутної ділянки розміром 67,4 мкм (рис. 10)

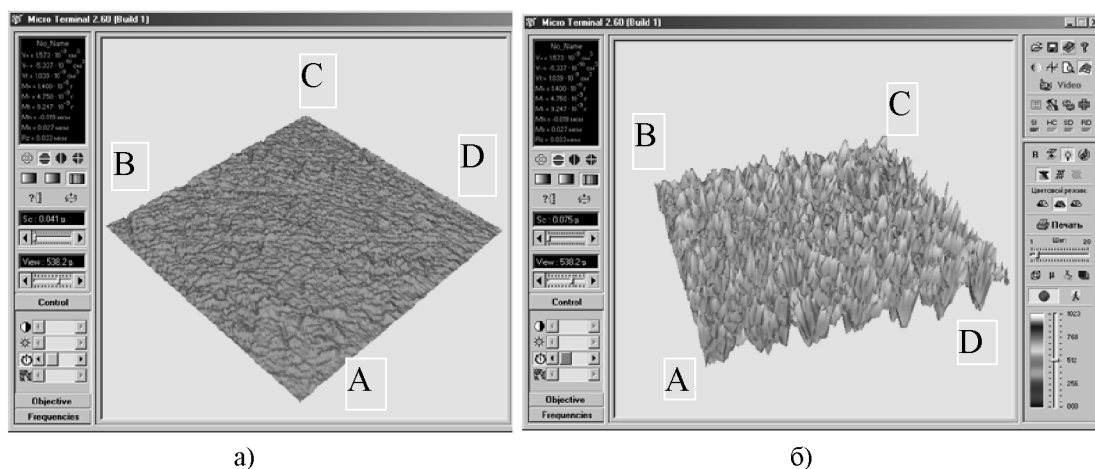


Рисунок 10 - Топограми ділянки мікропрофіля робочої поверхні шарніра подані в різних масштабах ординат: а – зменшений масштаб ординат; б – збільшений масштаб ординат

На топограмах простежується регулярна система мікровиступів та мікровпадин. В результаті підрахунків встановлено, що число виступів і впадин для розглянутої ділянки знаходиться в межах 150..180. Це дає середню площу комплексу виступ-впадина близько 25..30 мкм<sup>2</sup>. Відповідно середній період хвиль складає 5..5,5 мкм. При цьому періоди хвилястості в різних напрямках є близькими.

В перетинах спостерігаються зміни висоти мікропрофіля близькі до гармонічного закону з розмахом близько 0,04 мкм та періодом зміни висоти мікропрофіля  $T=0,8-6,4$  мкм (рис. 11).

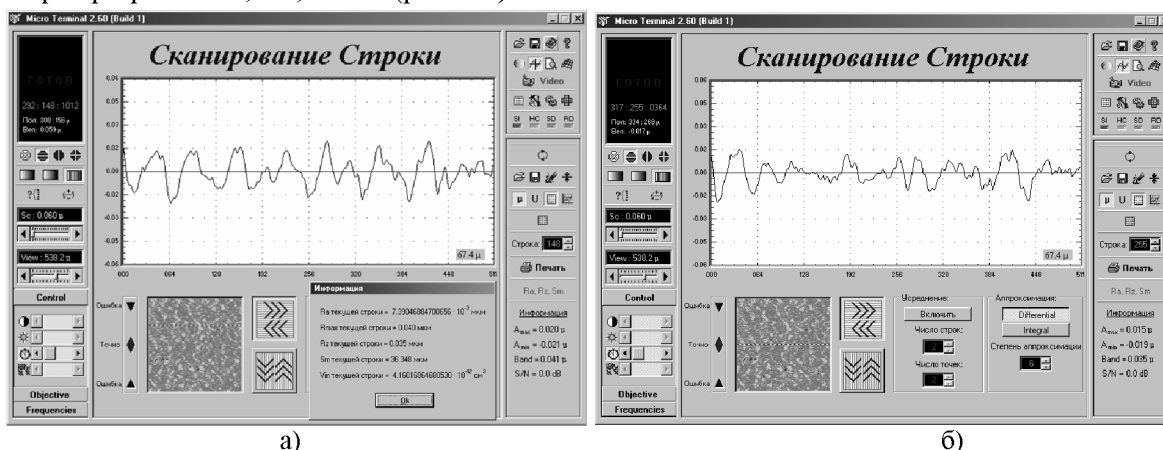


Рисунок 11 - Результати вимірів мікропрофіля в двох сусідніх перетинах: а – перетин в центрі області; б – перетин на краю області

На першій вимірній ділянці (див. рис. 11 а) простежуються гармонічні складові с періодами  $T=1,2; 4,2; 6,4$  мкм та відповідно амплітудами  $a=0,002; 0,005; 0,01; 0,02$  мкм. Період хвилястості складає  $36,354$  мкм.

Для сусіднього перетину (див. рис. 11 б) профілограма включає більшу кількість короткоперіодичних складових. На профілограмі простежуються гармоніки с періодами  $T=0,5-6,5$  мкм. Розмах кривої мікропрофіля в даному перетині складає  $0,035$  мкм, що дещо менше ніж в першому перетині ( $0,041$  мкм). На кривій мікропрофіля простежуються ділянки з періодом  $T=0,6; 1,3; 1,9; 3,2; 4,2; 6,4$  мкм при відповідних амплітудах гармонік  $a=0,001; 0,002; 0,005; 0,008; 0,01; 0,02$  мкм.

Мікропрофіль має випадкові зміни. Для встановлення їх впливу на результати вимірів проведена апаратурна обробка масиву вимірів. Встановлено, що при вимірах спостерігається суттєве відхилення параметрів від середніх значень. Зокрема зміни середньоарифметичного відхилення сягають  $20\%$ , а відхилення середньої довжини хвиль  $25\%$ .

### Висновки:

1. Встановлена можливість виготовлення внутрішніх (охоплюючих) сферичних поверхонь шарніра із металполімерного композиту. Апробація запропонованої технології шляхом виготовлення дослідного зразка підтвердила ефективність запропонованого рішення.

2. Металполімерний композит має основу у вигляді епоксидної смоли в якій знаходяться частинки заліза правильної сферичної форми діаметром  $0,5..15$  мкм. Найбільш ймовірні значення діаметра частинок  $5$  мкм. Закон розподілу числа частинок по розмірам близький до нормального. Загальна концентрація заліза в композиті складає  $6..8\%$  по об'єму.

3. Мікропрофіль робочої поверхні шарніра має розмах мікровиступів в межах  $0,03-0,06$  мкм. Періоди основних гармонік складають  $4..6,5$  мкм. Короткоперіодичні гармоніки мають періоди  $0,5-3$  мкм.

4. Як напрямок подальших досліджень рекомендується визначити вплив мікрогеометрії поверхні на трибологічні властивості розробленого сферичного шарніра.

### Список літератури

1. Сяньвень Кун, Клемент Госселин .Структурный синтез параллельных механизмов. – М.: Физматлит, 2012. – 275 с.
2. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработка оборудования на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. ред В.Л. Афонина. – М.:Изд-во МГТУ Станкин, Янус. 2006. – 452с.
3. Jachno O.,Strutinsky S. Spherical hydrostatics supporting knots of spatial mechanisms/ Proceedings International scientific conference Unitech 09, 20-21 November 2009, Gabrovo, Bulgaria, Volume II, p.p.-495 -499.
4. Jachno O.,Strutinsky S. Technological provision of controlling the spherical aerostatic supporting knots of spatial mechanism in the quality mechatronic systems/ Hydraulika i Pneumatyka № 6/2009, p.p. 19 – 23. Stowarzy-szenia Inzynierow i Technikow Mechanikow Polskich, Wroclaw. ISSN1505 – 3954
5. Струтинський С.В. Просторові Системи приводів: Монографія / ав. Струтинський С.В., Гуржій А.А. – К.: Педагогічна думка, 2013. – 492 с.
6. Ищенко А. А. Технологические основы восстановления промышленного оборудования современными полимерными материалами: Учебное пособие. – Мариуполь: ПГТУ, 2007. – 250 с. ISBN 966 – 604 – 103 – 0
7. Струтинський В.Б., Колот О.В. Математичне моделювання стохастичних процесів у системах приводів: Монографія. – Краматорськ: ЗАТ “Тираж-51”, 2005. – 530 с.

### Sergey Strutins'kij

*The National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, Ukraine*

**Use metal composites in spatial structures spherical joint drive system**

The aim of the paper is the development of design and manufacturing technology manufacturing techniques spherical joints using metalpolymer composites and experimental testing of the installation parameters obtained spherical surfaces.

The construction of the spherical joint space drive systems in which spherical seat is made of metal-composite. The technology and joint production model, the surface of the saddle which investigated using electron micrographs. Installed composite structure and quantitative characteristics of existing metallic inclusions in it.

As a result of work performed confirmed the possibility of spherical joints with metalpolymer composite. Found that produced spherical surface with high quality.

**hinge area saddle, composite, inclusion, size, microprofile**

Одержано 13.09.13

**УДК 631.331**

**М.С.Шведик, канд. техн. наук**

*Луцький національний технічний університет*

## **Синтез конструктивно-технологічних схем – основа для розробки багатофункціональних комбайнів**

У статті наведено результати аналізу існуючих конструктивно-технологічних схем як зернозбиральних комбайнів, так і одно-, двоопераційних машин з різних галузей і на основі виявлених найбільш характерних їх функціональних особливостей, що в тій чи іншій мірі можуть бути синтезовані в одну структурно-технологічну схему, розроблено багатофункціональний збиральний комбайн.

**комбайн, зерно, пропускна здатність, удар, втрати, мотовило, пневмовловлювач, двохярусний зріз, підбирач, рулон, багатофункціональність**

**М.С. Шведик, канд. техн. наук**

*Луцький національний технічний університет*

**Синтез конструктивно-технологических схем – основа для разработки многофункциональных комбайнов**

В статье приведены результаты анализа существующих конструктивно-технологических схем как зерноуборочных комбайнов, так и одно-, двухоперационных машин из разных отраслей и на основании выявленных наиболее характерных их функциональных особенностей, которые в той или иной мере могут быть синтезированы в одну структурно-технологическую схему, разработан многофункциональный уборочный комбайн.

**комбайн, зерно, пропускная способность, удар, потери, мотовило, пневмоулавливатель, двухярусный срез, подборщик, многофункциональность**

**Постановка проблеми.** Швидке зростання врожайності зернових культур до 60 і більше центнерів зерна з гектара та вимога проведення збирання врожаю за 5...7 днів призводять до збільшення навантаження на один фізичний комбайн. Однак, аналіз техніко-економічних показників як вітчизняних, так і зарубіжних комбайнів, які широко використовуються в господарствах України, показує, що вони мають низьку пропускну здатність – до 5...10 кг/с. Як наслідок, період збирання зернових культур затягується до 20...30 днів, що призводить до значних втрат зерна. При цьому багато

зерна вибивається з колосків під час ударів планок мотовила по стеблах. Для більшості комбайнів характерним є й те, що після їхнього проходу на полі залишається в копах солома, на збирання якої необхідні значні як матеріальні, так і людські ресурси. Крім цього, існуючі зернозбиральні комбайни мають вузький діапазон використання – не більше 30 днів протягом року.

Тому одним з ефективних шляхів зниження собівартості виробництва продукції є впровадження багатофункціональних комбайнів, що мають широкий діапазон застосування. Проте на даний час такі комбайни промисловістю не випускаються.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз літературних джерел, присвячених питанням зрізу хлібної маси, обмолоту, пневмотранспортуванню зерна і вороху та його сепарації, показує, що вони є достатньо вивчені. На основі результатів досліджень авторами [1,2,3,4,6,7,8] розроблені і запропоновані сільськогосподарському виробництву відповідні рекомендації, які лягли в основу розробки сучасних зернозбиральних комбайнів і зерноочисних машин.

Однак намагання конструкторів, вчених і практиків підвищити продуктивність зернозбирального комбайна і розширити його функціональні можливості весь час наштовхується на дві проблеми, які досі не мають ефективного технічного вирішення. Перша з них – низька пропускна здатність молотарки і очистки. Оскільки ці робочі органи є основними і вони регламентують продуктивність комбайна, а нетрадиційні шляхи розв'язання головної задачі відсутні, то конструктори змушені йти на збільшення ширини молотарки та довжини сепаратора. Однак це призводить до різкого зростання не тільки матеріаломісткості процесу, але і його енергомісткості. Друга серйозна проблема – непристосованість робочих органів зернозбиральних комбайнів до вико-нання інших технологічних операцій традиційно обмежує у конструкторів саму думку про можливість надання комбайнам статусу універсальних машин.

А тому на сьогодні єдиним альтернативним рішенням підвищення продуктивності зернозбиральних комбайнів і розширення діапазону їх використання є синтез відомих конструктивно-технологічних схем як зернозбиральних комбайнів, так і інших машин в одну структурно-технологічну схему, яка стане основою для розробки багатофункціонального збирального комбайну.

**Метою дослідження** є аналіз існуючих конструктивно-технологічних схем як зернозбиральних комбайнів, так і одно-, двоопераційних машин з різних галузей, таких як порохотягів, прес-підбирачів стеблової маси з закручуванням її в рулони, двохярусного висіву насіння і туків, самоскидів і інших пристроїв та виявлення найбільш характерних функціональних особливостей, що в тій чи іншій мірі можуть бути синтезовані в одну структурно-технологічну схему, яка стане основою для розробки багатофункціонального збирального комбайну.

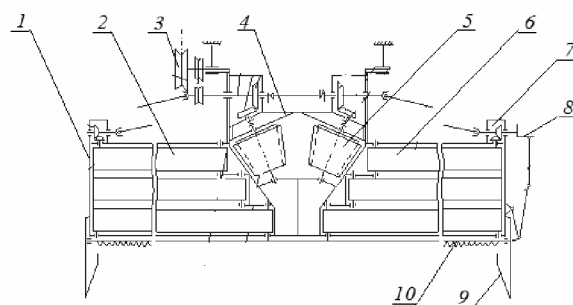
**Результати досліджень.** Аналіз конструктивно-технологічних схем зернозбиральних комбайнів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва показує, що не дивлячись на їх різноманітні конструктивні виконання, всі вони працюють за єдиним принципом – зрізування всієї біологічної маси з наступним її обмолотом і виділення з вороху зерна. Відмінність полягає лише у способі виведення соломи з комбайна –вивантаження кіп на поверхню поля, вкладання у валок або подрібнення її з наступним розкиданням по поверхні поля, або ж накопичення в спеціальних причіпних бункерах. Розширити діапазон використання комбайнів вдається лише на збиранні бобових культур, насіння трав та соняшнику після установки спеціальних пристроїв. Найбільш характерними недоліками сучасних зернозбиральних комбайнів є їх вузькоспеціальне призначення, внаслідок чого вони протягом року використовуються не більше 1...1,5 місяця, мають недостатню продуктивність та допускають значні втрати зерна під час ударів планок мотовила по стеблах і колосках. Результати наших польових досліджень з накладанням метрової рамки на стерню (рис.1) показали, що

навіть після обприскування хлібостою препаратами (з метою запобігання осипання зерна з колосся) на кожному квадратному метрі поля після проходу комбайна залишається від 80 до 160 шт. зернин. Однак на не оброблених полях ці втрати зростають у 3... 5 разів і сягають 5...6 ц/га. Проведений нами структурно-біологічний аналіз хлібостою зернових колосових культур показує, що 70% зерна знаходиться в 30-ти сантиметровому колосовому шарі, а решта зерна – в низькорослих стеблах. Очевидно, що саме ці біологічні особливості зернових колосових культур повинні лягти в основу розробки нового принципу їх збирання, а саме – зменшення об'єму біологічної маси, що подається як на обмолот, так і на очистку. Для цього необхідно на комбайні установити дві жниварки і застосувати двох'ярусний зріз хлібної маси – спочатку зрізати верхній колосовий шар і направляти його на обмолот в основний молотильний апарат, а низькостеблевий хлібостій, що залишився на корені – зрізати нижньою жниваркою і подавати на обмолот в додатковий молотильний апарат, де обмолочувати тільки колосову частину зерна [9]. При цьому, якщо для жниварки верхнього ярусу аналогом є валкова жниварка, то для нижнього ярусу такий аналог відсутній, оскільки подібні жниварки раніше не розроблялись. На нашу думку нова жниварка повинна мати платформу в центрі якої є У-подібне вікно, а у вікні на знімному каркасі встановлено конічний молотильний апарат виконаний у вигляді двох симетрично розміщених барабанів. Схема такої жниварки наведена на рис.2.

Для вловлювання зерна, що вибивається планками мотовила, найбільш ефективним способом буде застосування пневмовловлювання, яке ґрунтується на створенні розрідження в зоні мотовила. Реалізувати цей спосіб можна за допомогою пневмовловлювача, схема якого наведена на рис.3.



Рисунок 1 – Визначення втрат зерна методом накладання метрової рамки на стерню після прямого обмолоту хлібостою обробленого препаратом

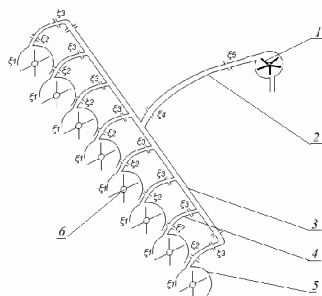


1 – платформа; 2, 6 – лівий і правий транспортери; 3 – головний контрпривод жнивarki; 4 – знімний каркас; 5 – молотильний барабан; 7 – редуктор приводу транспортера; 8 – кривошипно-шатунний механізм різального апарата; 9 – польовий подільник; 10 – різальний апарат

Рисунок 2– Схема жнивarki нижнього ярусу

Технологічний процес вловлювання зерна відбувається наступним чином. Під час руху комбайна в загінці вентилятор 1 через поздовжній 2 і поперечний 3 колектори та патрубки 4 відсмоктує з конфузорів 5 повітря і в них створюється розрідження, яке засмоктує зерно, що випадає з колосків під час ударів планок мотовила 6 по стеблах.

Для очистки зерна і його виділення з вороху замість соломотряса доцільно застосувати продування вороху повітряними струменями, тобто шляхом створення «киплячого шару».



1 – вентилятор; 2,3 – колектор; 4 – патрубок; 5 – конфузор; 6 – мотовило

Рисунок 3 – Схема пневмовловлювача зерна, що вибивається планками мотовила

Що стосується підбору соломи і інших стеблових матеріалів, то під час розв'язку даної задачі необхідно насамперед відійти від стереотипу, який склався у конструкторів сільськогосподарської техніки, що після подачі зрізаної маси в середину комбайна і до завершення всіх технологічних операцій, її ні в якому разі не можна виводити за його межі. Однак відхід від такого «неписаного правила» і використання в ролі транспортуючої робочої поверхні самої поверхні поля може забезпечити зменшення матеріаломісткості конструкції. Так, в даному випадку солому, що виходить з додаткового молотильного апарата доцільно вкладати на стерню, а для її підбору необхідно встановити на комбайні новий пристрій розроблений на основі синтезу конструктивно-технологічних схем зернозбирального комбайна і рулонного прес-підбирача. Таке рішення дасть можливість не тільки підбирати солому і пресувати її в круглі рулони та укладати в спеціальний причіпний візок, але й розширити діапазон використання комбайна на інших роботах, зокрема на підборі з валків сіна та льонотрести. Розширити функціональні можливості комбайна можна також і після демонтажу додаткового молотильного апарата, завдяки чому нижня жнивarka буде працювати в режимі скошування трав з укладанням її у валок.

Установка на комбайні бункера виконаного у вигляді кузова, що піднімається за допомогою гідроциліндрів, забезпечить транспортування сипких матеріалів, а його

демонтаж та зняття прес-підбирача і жниварок, дасть можливість використовувати комбайн протягом року для перевезення великогабаритних і об'ємних вантажів.

З урахуванням викладеного, найбільш ефективним прийомом для побудови структурно-технологічної схеми багатофункціонального комбайна, яка наведена на рис.4, є чітке розчленування технологічного процесу на окремі операції і їх наступне згрупування в два самостійні потоки, які протікатимуть паралельно і незалежно один від одного, а в кінці будуть зливатись в один. На основі цього розроблено технологічну схему, багатофункціонального комбайна, яка наведена на рис.5. Технологічний процес збирання зернових культур протікає наступним чином. Під час руху комбайна в загінці пневмопідіймач-вловлювач 1 за рахунок розрідження, що створює вентилятор 2, піднімає стебла і вловлює зерно, яке вибивається з колосків мотовилом 6. При цьому стебла витягуються по висоті і мотовилом підводяться до різального ножа 7, який зрізує колосову частину хлібної маси шаром до 0,3 м і вкладає на платформу жниварки верхнього ярусу 8. Звідси маса потрапляє в похилу камеру 9, а з неї – в основний молотильний апарат 10.

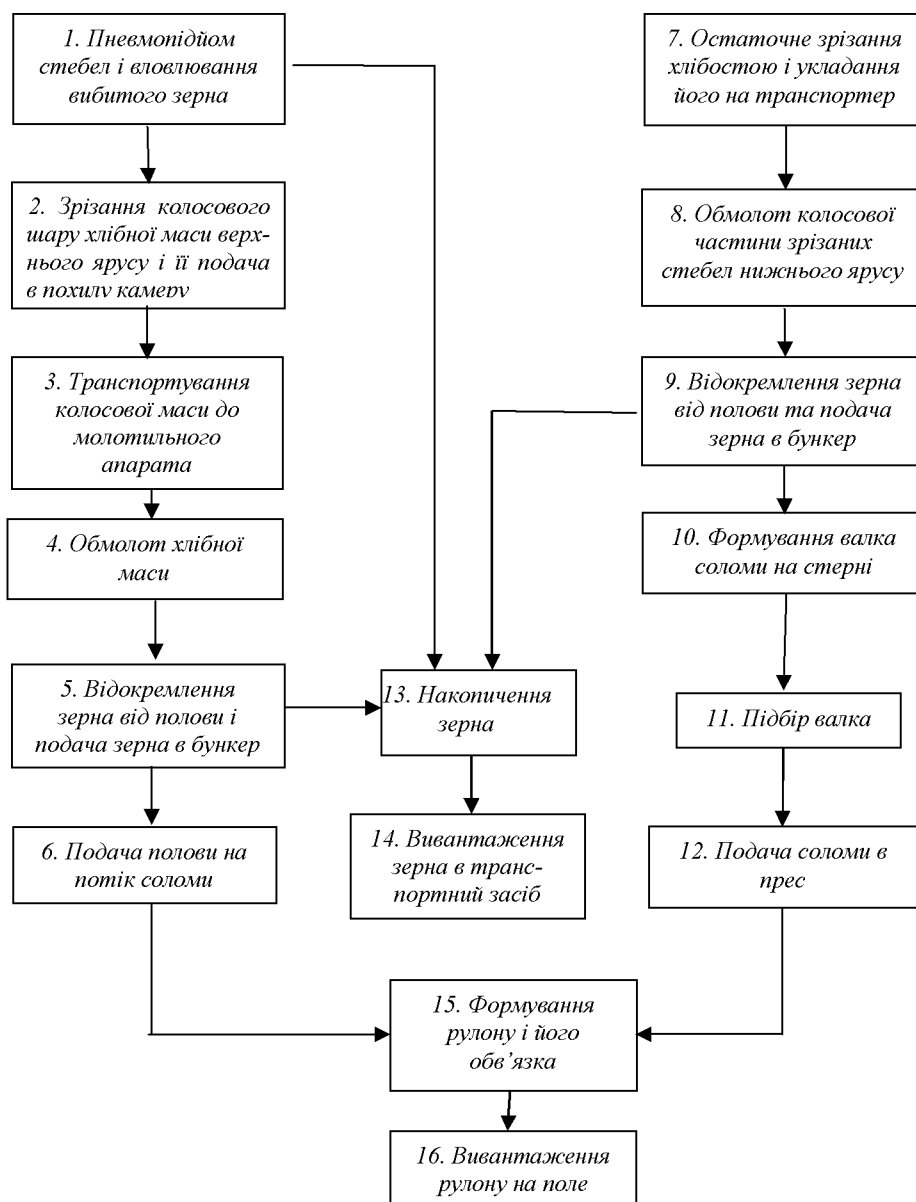


Рисунок 4 – Структурно-технологічна схема багатофункціонального комбайна

Тут маса протягується по деці 11 і зерно просіюється крізь її отвори на стрясну дошку 5, а далі переміщується на верхнє решето решітного стану 15. Внаслідок інтенсивних коливань решета ворох розділяється на зерно і полу. При цьому зерно провалюється крізь отвори верхнього решета і падає на нижнє решето, де продувається повітряними струменями, що витікають з бічних сопел 16 і очищається від полу, яка викидається на транспортери 17. Подальший процес подачі зерна в бункер 21 та необмолочених колосків на повторний обмолот протікає як і у традиційному комбайні, а солома з молотильного апарата викидається в сепараційну камеру, де вона піддається інтенсивному струшуванню повітряними струменями, що виходять з бічних 13 і встановлених знизу 14 сопел. При цьому зерно провалюється крізь отвори днища пневмосепараційної камери і потрапляє на стрясну дошку та на решітний стан для остаточного очищення, а солома викидається на транспортер 12. Одночасно стебла зрізуються жниваркою нижнього ярусу 24 і повітряним потоком, що виходить з сопел 25, вкладаються на її транспортери і подаються в додатковий молотильний апарат 26.

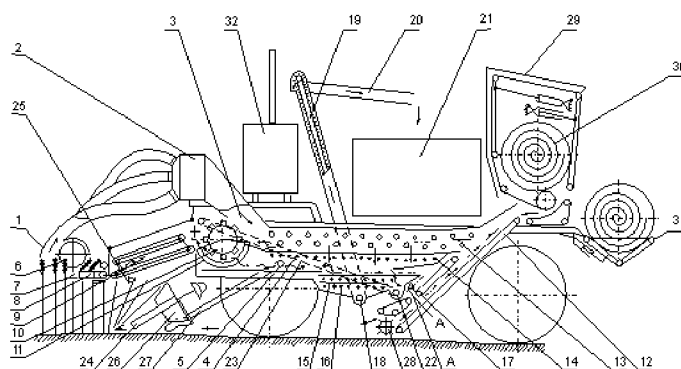


Рисунок 5 – Технологічна схема багатофункціонального комбайна

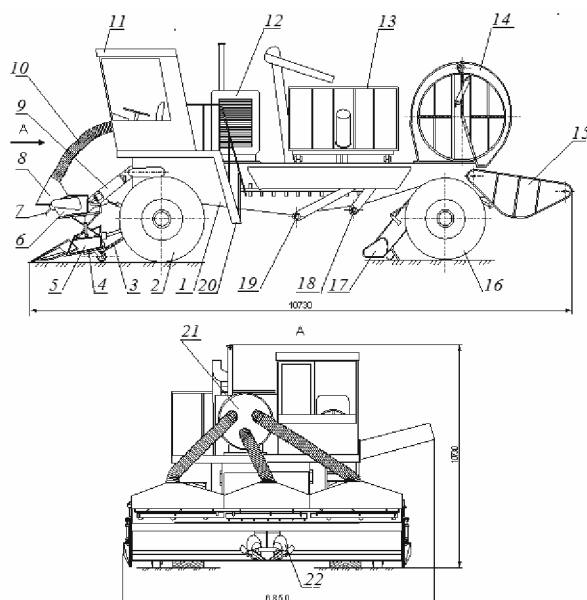


Рисунок 6 – Загальний вигляд багатофункціонального комбайна

Вимолочене зерно пневмотранспортером 27 подається на стрясну дошку 5, а солома викидається на стерню у валок, який підбирачем 28 подається на транспортер 12, а з нього в прес 29. Тут солома пресується в круглий рулон 30, після чого він

перекочується на ліфтер-обмотувальник 31. Після обв'язки рулони скидаються у причіпний візок і в кількості чотирьох штук вивантажуються на краях поля.

Загальний вигляд комбайна наведено на рис.6. Він містить раму 1 з передніми 2 ведучими і задніми 16 керованими колесами. Попереду на комбайні навішені нижня 5 і верхня 6 жнивarki з пневмовловлювачем 8 зерна. Верхня жнивarka складається з платформи і похилої камери 9, які між собою з'єднані за допомогою шарнірів, що забезпечує похилій камері переміщення у вертикальній площині, зберігаючи при цьому горизонтальне положення. Це досягається за рахунок того, що платформа має незалежну паралелограмну навіску. Нижня жнивarka складається з жнивної платформи і додаткового вставного конічного молотильного апарата 22 для стебел нижнього ярусу. Зверху над ним закріплений (на рисунку не показано) роздільник хлібної маси, виконаний у вигляді двогранного клина. Він необхідний для поділу зрізаної хлібної маси і її подачі до молотильного апарата з обох його сторін. Пневмовловлювач 8 складається з окремих секцій (дефлекторів), що охоплюють мотовило 7, і з'єднаних пневмопроводами 10 з вентилятором 21. Ззаду вентилятор патрубком з'єднаний з пневмосепаруючою камерою над якою встановлено кабіну 11, двигун 12, перекидний бункер-кузов 13 прямокутної форми, а у задній частині рулонний прес 14 з обмотувальником 15 (ліфтером) рулонів. Під рамою комбайна встановлено підбирач 17.

Таким чином на основі проведених досліджень можна зробити такі **висновки**:

1. Підвищити в два-три рази пропускну здатність комбайна можна за рахунок зменшення подачі на обмолот об'єму соломистої маси шляхом застосування двоярусного зрізу колосової і стеблової маси та роздільним її обмолотом.

2. Для вловлювання зерна вибитого планками мотовила найбільш доцільно застосувати пневмовловлювач, що встановлюється в зоні мотовила.

3. Розширити діапазон використання зернозбирального комбайна можна на інших видах робіт за рахунок установки на ньому нижньої жнивarki із швидкознімним молотильним апаратом, а також підбирача соломистої маси, рулонного преса та бункера прямокутної форми оснащеного гідропіднімачем.

## Список літератури

1. Комплексна механізація виробництва зерна /В.Д.Гречкосій, Д.М.Алімов, В.І.Кифоренко, П.М.Чайка; За ред. В.Д.Гречкосія. – К.: Урожай, 1991. – 216с.
2. Алферов С.А., Калошин А.И., Угаров А.Д. Как работает зерноуборочный комбайн.- М. : Машиностроение, 1981.- 190с.
3. Шмат І.К., Сисолін П.В., Самарін О.Є., Бондарев Є.І. Методи і принципи проектування сільськогосподарських машин і агрегатів. Навчальний посібник. – Херсон: «Олді-плюс»; 2009.- 132с.
4. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Кн.1. Машини для рільництва/ П.В.Сисолін, В.М.Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І.Черновола –К.:Урожай, 2001.- 384 с.
5. Босой Е.С., Вернеев О.В. и др.. Теория, конструкция и расчет сельхозмашин. – М.: Машиностроение, 1978. – 568с.
6. Теорія і розрахунок зернозбиральних комбайнів. /К.І.Шмат, О.Є.Самарін, Є.І.Бондарев, О.В.Мигальов. – Херсон: ОЛДІ-плюс; 2009. – 256с.
7. Машини для збирання зернових та технічних культур / За ред. В.І.Кравчука, Ю.Ф.Мельника, - Дослідницьке: УкрНДПВТ ім.Л.Погорілого. – 2009. – 296с.
8. В.В.Смыслов. Гидравлика и аэродинамика: Учебник для вузов. - Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1979. - 336с.
9. А.с. №1181590 (СССР). Способ уборки зерновых культур и зерноуборочный комбайн. Шведик Н.С. – Заявл. 14.02.83., №3552957. Оpubл. в Б.И., №36. – 1985.

**Nikolay Shvedik**

*Lutsk national technical university*

**Synthesis structurally - flowsheets is basis for development of multifunction combines**

**A research purpose** is an analysis of existent structurally-technological charts of both combine harvesters and other devices and their synthesis in one structurally-technological chart multifunction collective to the combine.

**The conducted** structurally-biological analysis of grain attr layer of ear grain-crops showed that 70% grains is in 30-ty centimetre ear layer, and other grain - in undersized stems. It underlay development of new principle of collection of ear grain-crops, namely is diminishing to the volume of biological mass, which is given both on threshing and on cleaning. As a result of synthesis of design-technological charts of combine harvesters and other devices a chart is worked out much-functional to the combine, which provides the twotier cut of ear and pedicellate mass, her separate threshing, the knocked out catches grain by a reel and produces other works.

**Conclusion:** the new combine provides the twotier cut of ear and pedicellate mass, her separate threshing, the knocked out catches grain by a reel and produces other works.  
**combine, grain, reel, losses, pneumatic-catch, twotier cut, multifunctionness**

Одержано 28.10.13

УДК 62-356

**І.А. Швець, викл.**

*Первомайський політехнічний інститут національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова, Первомайськ*

## Визначення основних параметрів хвильових процесів при роботі електромеханічного актуатора подачі палива

В статті описано причини появи та можливі наслідки від дії хвильових процесів отриманих внаслідок короткочасного дроселювання газу під час роботи електромеханічного актуатора подачі газового палива. Представлено математичні залежності що описують параметри газового потоку та хвильових процесів для даного пристрою. Оцінено вплив зазначених процесів на роботу пристрою взагалі.

**ударна хвиля, хвиля розрідження, актуатор, газовий потік, швидкість потоку, перепад тиску**

**И.А. Швец**

*Первомайский политехнический институт национального университет имени адмирала Макарова, Первомайск*

**Определение основных параметров волновых процессов при работе электромеханического актуатора подачи топлива**

В статье описаны причины появления и возможные последствия от воздействия волновых процессов полученных вследствие кратковременного дроселирования газа при работе электромеханического актуатора подачи газового топлива. Представлены математические зависимости описывающие параметры газового потока и волновых процессов для данного устройства. Оценено влияние указанных процессов на работу устройства в целом.

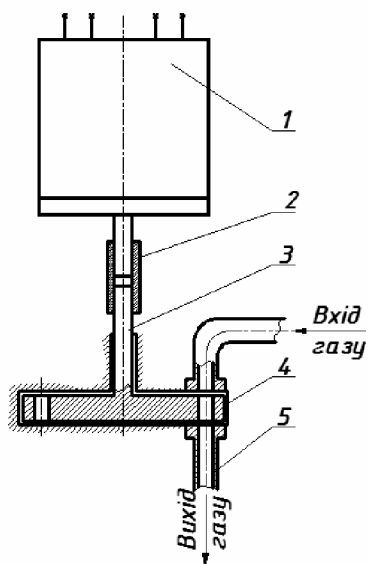
**ударная волна, волна разрежения, актуатор, газовый поток, скорость потока, перепад давления**

**Вступ.** Застосування мобільних електростанцій малої потужності останнім часом знаходить все більше розповсюдження в сільському господарстві. Технічні перебої в електропостачанні сільських будівель, задоволення поточних потреб електроенергії в фермерському господарстві, забезпечення працездатності різного роду електрообладнання, використання під час ремонтних робіт сільськогосподарської

техніки в польових умовах, це не повний перелік місць застосування мобільних малогабаритних електростанцій малої потужності.

Одним з важливих критеріїв їх під час експлуатації енергоустановок є економічність. Основна маса електростанцій малої потужності присутніх на споживчому ринку спроектована для роботи на рідкому паливі (головним чином бензині), вартість якого постійно зростає, і відповідно разом з нею матеріальні витрати на паливо. Тому останнім часом особлива увага приділяється застосуванню альтернативного палива, серед різновидів якого газове паливо виходить на перше місце, внаслідок найменших технічних, технологічних, людських та матеріальних витрат на переоснащення (конвертацію) та витрат пов'язаних з експлуатацією.

Задача забезпечення паливної економічності двигуна на різних режимах роботи головним чином залежить від системи подачі газового палива що застосована. В даній роботі розглядається система подачі газового палива з електронним керуванням, головним дозуючим пристроєм якої є електромеханічний актуатор подачі палива (ЕМАПП), принцип роботи якого описаний в [1] представлений на рис. 1.



1- кроковий двигун;  
2- муфта; 3-ротор; 4-статор;  
5- імпульсний канал

Рисунок 1 – Принципова схема ЕМАПП

**Постановка проблеми.** Робота елементів сучасних систем подачі газового палива, супроводжується :

- знаходженням деталей та елементів системи подачі газового палива під надлишковим тиском;
- наявністю вологи або конденсату в паливі що осідає на деталях;
- циклічним характером навантажень на деталі та елементи системи;
- наявністю хвильових процесів.

Остання з перелічених вище проблем стосується не тільки елементів вже існуючих систем подачі газового палива, але й згаданого в даній роботі пристрою. Виникнення останнього пов'язане з раптовим відкриттям або закриттям елемента регулювання кількості газового палива. У випадку раптового повного відкриття

спостерігається різке зростання величини швидкості потоку з нульової до максимальної за малий проміжок часу, результатом якого є різке зростання амплітуди тиску у вихідному каналі. У випадку раптового повного закриття відсічного отвору ротору актуатора величина

швидкості руху газового потоку за той же проміжок часу змінює своє значення від максимального до мінімального, що призводить в результаті до удару газу об контактну поверхню ротору актуатора.

Протікання зазначених явищ є характерним для пристроїв золотникового типу згідно з [2] і супроводжується утворенням хвиль розрідження, ударної та відбитої хвилі в закритому каналі подачі палива. Наслідком появи такого роду хвиль, буде різке короткочасне зростання амплітуди тиску газового потоку в каналі. З одного боку це інтенсифікація руху газового потоку, тобто збільшення витратних характеристик пристрою, а з іншого негативний вплив на контактуючі деталі, зменшення втомної міцності елементів системи подачі палива, та зниження надійності роботи елементів системи подачі палива в цілому. Тому визначення основних параметрів хвильових процесів в елементах систем подачі газових палив є **актуальною проблемою.**

#### Формулювання цілей

Враховуючи наявність зазначених газодинамічних процесів в системі подачі газового палива, постає питання визначення їх основних параметрів та отримання математичних залежностей для їх опису.

**Виклад основного матеріалу**

Положення отвору ротору актуатору та кутова швидкість обертання його валу визначається законом обертання, який формує електронний контролер в залежності від вхідної інформації, а реалізує виконавчий елемент в якості якого застосовується кроковий двигун (дивись рис. 1)

В момент положення ротору коли відсічний отвір знаходиться в закритому положенні (рис. 2) маємо параметри: у вхідному каналі актуатору тиск  $p_1$  та температуру газового потоку  $T_1$ , у вихідному каналі (імпульсному) відповідно тиск  $p_2$  та температуру газового потоку  $T_2$ . Рух газового потоку практично відсутній внаслідок закритого положення отвору, і відповідно його швидкісні параметри дорівнюють нулю.

Параметри газового потоку на виході  $p_2$  та  $T_2$  головним чином залежать від об'єму з яким з'єднано імпульсний канал. В нашому випадку потік газу підводиться в задрісельний простір системи впуску.

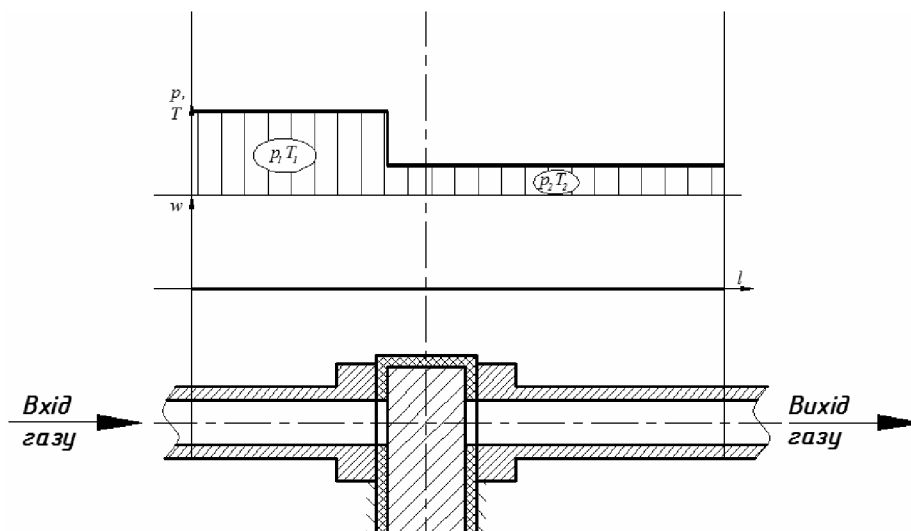


Рисунок 2 – Епюри тиску, температури та швидкості до відкриття дозуючого отвору актуатору

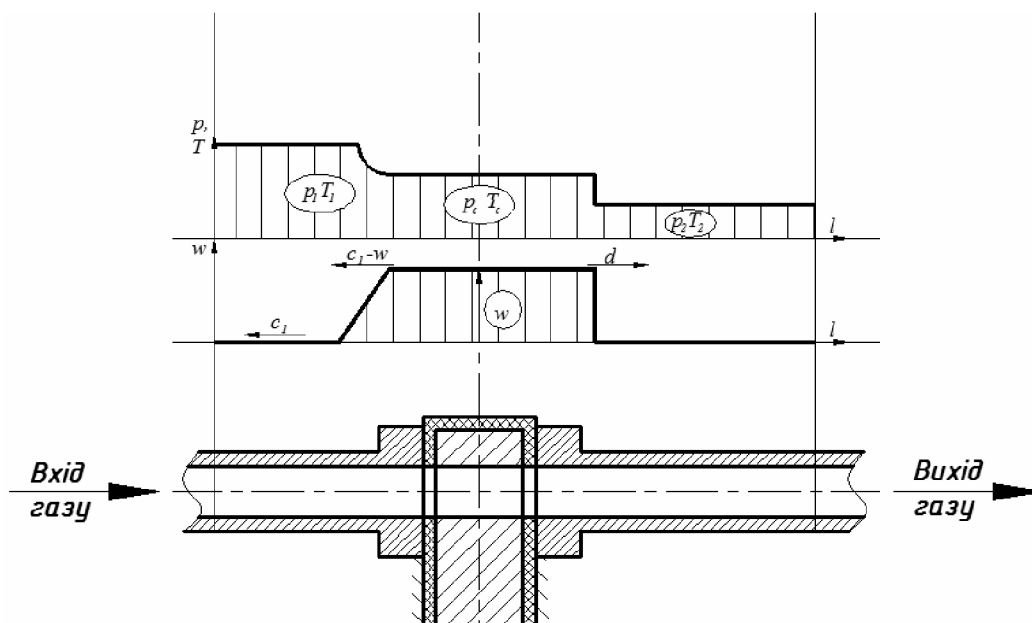


Рисунок 3 – Епюри тиску, температури та швидкості після відкриття дозуючого отвору актуатору

Внаслідок обертання ротору відсічний отвір актуатора відкривається, і у вхідному каналі утворюється хвиля розрідження, швидкість руху фронту якої дорівнює швидкості звуку в нерухомому потоці перед хвилею, на рис. 3 вона позначена як  $c_1$ . Для її визначення використаємо наступну залежність:

$$\tilde{n}_1 = \sqrt{\frac{n_1 \cdot R_1 \cdot T_1}{\rho_1}}, \quad (1)$$

де  $n_1$  - показник політропи процесу;

$R_1$  - універсальна газова стала для газу;

$T_1$  - температура газу;

$\rho_1$  - густина газу перед отвором.

У вихідному (імпульсному) каналі навпаки утворюється ударна хвиля. Розповсюдження ударної хвилі відбувається по нерухомому газу в імпульсному каналі зі швидкістю  $d$ , внаслідок чого відбувається адіабатне стиснення газу від  $p_2$  до тиску  $p_c$  яке супроводжується зростанням швидкості руху газового потоку. Швидкість розповсюдження ударної хвилі може бути визначена за допомогою залежності приведеній в джерелі [5]:

$$d = \frac{1}{\rho_1} \sqrt{\frac{p_{\tilde{n}} - p_1}{v_1 - v_{\tilde{n}}}}, \quad (2)$$

де  $\rho_1$  - густина газу перед ударною хвилею.

$v_1$  та  $v_c$  - питомий об'єм газу у вихідному каналі та в каналі стабілізації тиску;

Між хвилею розрідження та ударною хвилею утворюється ділянка сталої течії яка характеризується сталими параметрами потоку. При цьому маємо умовно усереднені параметри потоку  $p_c$  та  $T_c$  та величину зміни швидкості газу в ударній хвилі, для визначення якої використаємо залежність:

$$dw = \sqrt{(p_{\tilde{n}} - p_1) \cdot (v_1 - v_{\tilde{n}})}. \quad (3)$$

В результаті різкого закриття відсічного отвору актуатора, а також в результаті дії відбитої хвилі у випускному каналі актуатора, з'являється газовий удар.

Газовий удар це явище яке по суті своїй аналогічне гідравлічному, і характеризується різким перепадом тиску в каналі руху потоку, внаслідок раптової зміни швидкості руху газу, і пов'язаний з миттєвим закриттям або відкриттям отвору дроселювання. Основні аспекти щодо виникнення газового удару, особливості його протікання та розрахунку його параметрів описані в роботі [3].

Згідно наведеної класифікації в роботі [3] в залежності від характеру наростання або падіння тиску розрізняють позитивний та негативний газовий удар. В залежності від характеру руху газового потоку після удару розрізняють повний і неповний газовий удар. Крім того удар в залежності від швидкості закриття отвору може бути прямим або не прямим. Найбільшу небезпеку несе в собі позитивний, повний прямий удар, так як його вплив має найбільші негативні наслідки, через найбільшу по величині амплітуду перепаду тиску газового потоку.

Підвищення тиску при (позитивному) прямому газовому ударі можна визначити згідно формул Жуковського для потоку рідини представлених в [4]:

при повному ударі

$$\Delta p = \rho_1 \cdot d \cdot w_0, \quad (4)$$

при неповному ударі

$$\Delta p = \rho_1 \cdot d \cdot (w_0 - w), \quad (5)$$

де  $w_0$  - швидкість руху газу за фронтом ударної хвилі;

$w$  - швидкість газу після газового удару;

$\rho_1$  - щільність газу поза фронтом ударної хвилі.

Підвищення тиску при (позитивному) непрямому газовому ударі можна визначити за формулами:

при повному ударі

$$\Delta p = \frac{\rho_1 \cdot c \cdot w_0}{t_{\dot{a}i}}, \quad t_{\dot{a}i} < t_{\delta}; \quad (6)$$

при неповному ударі

$$\Delta p = \frac{\rho_1 \cdot 2 \cdot l \cdot (w_0 - w)}{t_{\text{в.п.}}}, \quad t_{\text{в.п.}} < t_{\phi}, \quad (7)$$

де  $t_{\text{в.п.}}$  – час знаходження дозуючого отвору у відкритому положенні;

$t_{\phi}$  – тривалість фази (період) поширення ударної хвилі;

$l$  - довжина імпульсного каналу, по якому поширюється ударна хвиля.

При цьому період (цикл) ударної хвилі визначається залежністю:

$$t_{\delta} = \frac{2 \cdot l}{d}. \quad (8)$$

Повний тиск при ударі газу об перешкоду представляє собою суму тиску газу за фронтом ударної хвилі плюс скачок тиску згідно формул (4) - (7).

$$p_i = p_2 + \Delta p. \quad (9)$$

### Висновки:

1. Величина підвищення тиску під час дії ударної та відбитої хвилі головним чином буде залежати від початкового тиску у впускному та випускному каналі актуатора, при цьому треба зауважити що величину тиску у вхідному каналі задає актуатор формування амплітуди, а у вихідному (імпульсному) – тиск у впускному колекторі двигуна;

2. Серед основних чинників впливу на інтенсивність розповсюдження хвильових процесів, згідно залежностей (1)–(9) необхідно виділити: перепад тиску між потоками що взаємодіють, їх густина, довжина імпульсного каналу та час затрачений на знаходження дозуючого отвору у відкритому положенні;

### Список літератури

1. І.А. Швець / Спосіб отримання та дозування паливо-повітряної суміші та система для його реалізації. / «Сучасні проблеми двигунобудування: стан. ідеї, рішення». Матеріали V-ої всеукраїнської науково-технічної конференції з міжнародною участю. – ДВЗ. – Первомайськ: ППІ НУК, 2013 р. – 320 с.
2. Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б., Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам. Под ред. Б.Б. Некрасова. Минск, «Вышэйш. школа», 1976. – 416 с. с и ил.
3. Сергель О.С., С32 Прикладная гидрогазодинамика: Учебник для авиационных вузов. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с., ил.
4. Чугаев Р.Р., Ч-83 Гидравлика: Учебник для вузов. – 4-е изд., доп. и перераб. – Л.: Энергоиздат. Ленингр. отд-ние, 1982. – 672 с., ил.
5. Двигуни внутрішнього згорання. Теорія [Текст]: Підручник / В.Г. Дяченко; За ред. А.П. Марченка, - Харків: НТУ «ХП», 2008. – 488 с.

### Igor Shvets

*Pervomajskij Polytechnic Institute National University of Shipbuilding named after admiral Makarov*

**The aim of this work is the definition of the main parameters of the wave processes at work electromechanical actuator supply gas fuel**

The aim of this work is the definition of the main parameters of the wave processes at work electromechanical actuator supply gas fuel.

In the course of this work revealed that the occurrence of wave processes directly related to the interval of time spent on the opening and closing of the metering orifice. Often sold to influence the dosage and the emergence of gas shock will have a shock wave, reflected wave and the expansion wave. Obtain the basic mathematical relations for the basic parameter has wave processes.

The obtained dependences reflect the influence of the main factors on the occurrence of wave processes. **shock wave , expansion wave , the actuator , the gas flow , flow rate , pressure drop**

Одержано 07.10.13

**УДК 622.481**

**Л.Д. Ярошук, доц., канд. техн. наук, О.А. Жученко, асист.**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

## **Система керування режимом розігріву процесу екструзії полімерів**

Запропонована система керування режимом розігріву процесу екструзії полімерів. Система використовує принципи керування з внутрішньою моделлю. Як математична модель процесу нагрівання використовується інтегральна ланка другого порядку з запізнюванням. Для ідентифікації моделі застосований метод інструментальних змінних.

Розроблений метод налаштування системи керування, який забезпечує її робастну стійкість по відношенню до неточності параметрів математичної моделі.

Проведене дослідження представленої системи керування шляхом порівняння якості її роботи з іншими відомими аналогічними системами.

Результати дослідження свідчать про високу ефективність запропонованої системи керування. **екструдер, полімер, режим розігріву, система керування**

**Л.Д. Ярошук, А.А. Жученко**

*Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»*

**Система управління режимом розогрева процесса экструзии полимеров**

Предложенная система управления режимом разогрева процесса экструзии полимеров. Система использует принципы управления с внутренней моделью. Как математическая модель процесса нагрева используется интегральное звено второго порядка с запаздыванием. Для идентификации модели применен метод инструментальных переменных.

Разработанный метод настройки системы управления, который обеспечивает ее робастную устойчивость по отношению к неточности параметров математической модели.

Проведенное исследование представленной системы управления путем сравнения качества ее работы с другими известными аналогичными системами.

Результаты исследования свидетельствуют о высокой эффективности предложенной системы управления.

**экструдер, полимер, режим разогрева, система управления**

### **Вступ**

Повний цикл процесу екструзії є багатостадійним, який включає у себе такі стадії:

1) розігрів екструдера до заданого технологічними умовами температурного режиму;

- 2) пуск процесу екструзії – перехід від стану, коли продукція на виході екструдера відсутня, до стану, коли вихідна продукція екструдера відповідає заданим кількісним та якісним характеристикам;
- 3) режим нормальної експлуатації;
- 4) зупинка процесу екструзії.

У даній роботі розглядається перша з названих вище стадій – режим розігріву, який характеризується непродуктивними витратами робочого часу та енергетичних ресурсів. Тому, з точки зору підвищення ефективності роботи технологічного обладнання у виробництві полімерів в цілому і енергозбереження зокрема, задача керування режимом розігріву екструдера може бути сформульована таким чином: необхідно розігріти екструдер до потрібного температурного режиму по зонах за найкоротший час без перегріву апарату (або з мінімальним перегрівом).

### Постановка задачі

Розв'язанню названої вище задачі, на жаль, не приділяється достатньої уваги. Тільки останнім часом з'явилися результати наукових досліджень, присвячені даному питанню. У праці [1] розроблена стратегія оптимального переключення нагрівачів, яка забезпечує розігрів екструдера з незначним температурним перегрівом. Для ефективної стабілізації температури процесу екструзії запропоновані методи керування [2-4], основані на прогнозуванні моделі. У праці [5-7] представлені багатовимірні системи керування, метою яких є компенсація збурень, що діють у режимі розігріву екструдера. Як показали результати досліджень, наведені у [8-10], керування розігрівом екструдера має здійснюватись на основі математичної моделі, що суттєво покращує якість самого процесу. Деякі дослідники [11-13] розглядали питання, пов'язані з урахуванням реально існуючих обмежень при впровадженні систем керування розігрівом екструдера.

Найбільш цікаві результати отримані у працях [14] та [15]. У першій з них пропонується система керування режимом розігріву екструдера, яка використовує математичну модель процесу у вигляді інтегральної ланки першого порядку з запізненням та ПД-регулятор, налаштований за методом Зіглера-Ніколса. Автор другої роботи Скогестада розробив систему керування на основі внутрішньої моделі та ПД-регулятора. Однак дані системи не забезпечують відсутність перегріву екструдера. Отже, для підвищення ефективності режиму розігріву екструдера постає завдання розробки відповідної системи керування.

У зв'язку з цим метою даної статті є розробка системи керування режимом розігріву процесу екструзії полімерів та дослідження її ефективності.

### Синтез системи керування

Для спрощення практичної реалізації пропонується скористатися системою керування з внутрішньою моделлю [16-20], структурна схема якої зображена на рис. 1.

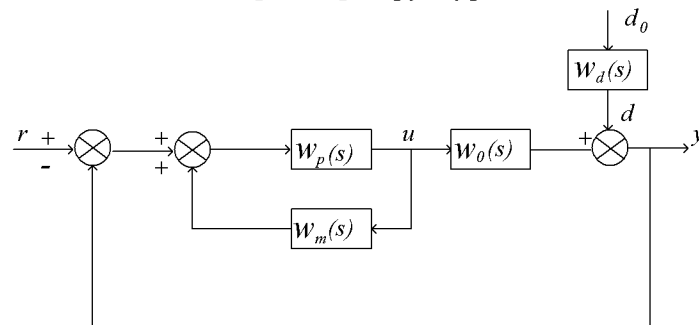


Рисунок 1 - Структурна схема системи керування розігрівом екструдера

На даній схемі позначимо:  $W_o(s)$  - передатна функція об'єкту керування;  $W_m(s)$  - модель об'єкта керування;  $W_p(s)$  - передатна функція регулятора;  $W_d(s)$  - передатна функція збурень;  $d_o$  - збурення, приведені до виходу об'єкта керування;  $r$  - завдання (задане значення температури);  $u$  - керування;  $y$  - вихід (поточне значення температури).

Передатна функція замкненої системи (рис. 1) буде

$$G(s) = \frac{W_o(s) \cdot W_p(s)}{1 + [W_o(s) - W_m(s)] W_p(s)} \quad (1)$$

В ідеальному випадку, коли  $W_m(s) = W_o(s)$ , передатна функція замкненої системи набуває вигляду

$$G(s) = W_o(s) \cdot W_p(s) \quad (2)$$

У статті [21] запропонована математична модель режиму розігріву процесу екструзії полімерів. Вона являє собою інтегральну ланку другого порядку з запізнювання (ДПЗ - модель):

$$W_m(s) = k_p \frac{e^{-\Theta s}}{s(Ts + 1)}, \quad (3)$$

де  $k_p$  - коефіцієнт підсилення об'єкту керування;

$T$  - стала часу;

$\Theta$  - час запізнювання.

Бажану передатну функцію замкненої системи виберемо у вигляді

$$G_o(s) = \frac{e^{-\Theta s}}{(T_o s + 1)^2}, \quad (4)$$

де  $T_o$  - параметр налаштування замкненої системи.

Тоді шукана передатна функція регулятора може бути визначена з (2):

$$W_p(s) = \frac{s(Ts + 1)}{k_p (T_o s + 1)^2} \quad (5)$$

Очевидно, що параметр  $T_o$  стає параметром налаштування регулятора. Цей параметр має бути визначений із умови досягнення бажаного режиму розігріву екструдера.

Як показано у [21], початкову стадію розігріву можна вважати реакцією об'єкта на одиничну ступінчасту функцію  $\Delta r = r - y_0$  ( $y_0$  - початкове значення температури).

Тоді з (5) отримаємо перехідну функцію

$$h(t) = \begin{cases} 0, & t \leq 0 \\ \Delta r \left[ 1 - \left( 1 + \frac{t - \Theta}{T_o} \right) e^{-(t - \Theta)/T_o} \right], & t > 0 \end{cases} \quad (6)$$

яка свідчить про те, що в ідеальному випадку ( $W_m(s) = W_o(s)$ ) перегрів екструдера повністю відсутній, а бажаний режим нагріву (характер перехідної функції  $h(t)$ ) може бути досягнуто за рахунок налаштування параметру  $T_o$ . Так, наприклад, якщо задати час  $t_h$ , при якому треба досягти 95% величини  $\Delta r$ , то з (6) впливає розрахункова формула

$$t_h = 4,7439T_o + \Theta, \quad (7)$$

звідки легко визначається параметр  $T_o$ .

Треба зазначити, що при розрахунку реального сигналу керування  $u_p$  слід прийняти до уваги витрату тепла в оточуюче середовище за рахунок конвекції, яку можна розглядати як детерміноване збурення. У зв'язку з цим сигнал  $u_p(t)$  доцільно розраховувати за формулою

$$u_p(t) = u(t) + u_o(t), \quad (8)$$

де  $u_o(t)$  - сигнал, відповідний втратам тепла. Ці втрати можна визначити, підтримуючи температури на заданому рівні після закінчення розігріву.

Крім того, треба пам'ятати про обмежену потужність нагрівачів, у зв'язку з чим налаштоване  $T_o$  повинно бути таким, щоб розрахункове  $u(t)$  знаходилось у допустимих межах. Причому у випадку, коли  $u(t)$  перевищує максимально допустиме значення, ситуація може бути виправленою завдяки відповідному збільшенню часу розігріву. Гірша ситуація, коли  $u(t)$  менше мінімально допустимої величини. Це може призвести до відхилення кінцевої температури від заданого значення і перегріву екструдера.

Передатна функція  $H(s)$  за каналом «збурення  $d_o$  -вихід» виглядає таким чином

$$H(s) = W_d(s)[1 - G(s)], \quad (9)$$

де  $W_d(s)$  - стійка передатна функція збурень. З урахуванням виразу (4) отримаємо

$$\lim_{s \rightarrow 0} H(s) = 0, \quad (10)$$

що вказує на те, що збурення у вигляді ступінчастої функції будуть асимптотично ліквідовані.

Для оцінювання робастної стабільності розглядуваної системи керування введемо

$$\Delta_m(s) = \frac{W_o(s) - W_m(s)}{W_m(s)}. \quad (11)$$

Як показано у [22] робастна стійкість забезпечується при умові

$$\|\Delta_m(s)G(s)\|_{\infty} < 1. \quad (12)$$

Підставляючи (4) у (12), отримаємо

$$\sqrt{(T_o\omega^2 + 1)} > |\Delta_m(j\omega)|, \quad \forall \omega > 0. \quad (13)$$

Таким чином, задаючи величину максимального відхилення параметрів моделі  $|\Delta_m|$ , допустимий діапазон налаштування  $T_o$  може бути визначений з виразу (13).

### Експериментальні дослідження

Для аналізу ефективності запропонованої системи керування потрібно провести експериментальне дослідження. Такі дослідження були проведені на екструдері, схема якого показана на рис.2.

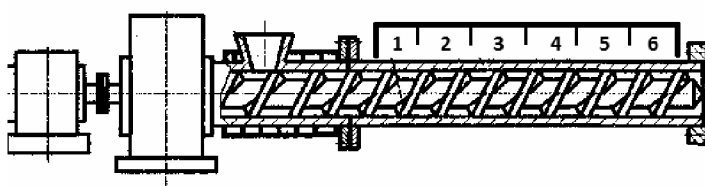


Рисунок 2 – Схема екструдера

Даний екструдер обладнаний шістьма електричними нагрівачами, кожний потужністю 1 кВт. Відповідно екструдер можна умовно поділити на шість температурних зон. Перші три зони призначені для розігріву корпусу екструдера до температур, менших 200°C, що відповідає температурам, нижчим за температуру плавлення матеріалу, що екструдуються (поліетилен). Зони 4-6 згідно технологічним вимогам повинні мати температуру 220°C, що забезпечує процеси плавлення та гомогенізації полімеру. Експериментальні дослідження системи керування проводились для останніх трьох температурних зон 4-6. Ці дослідження включали у себе два етапи. На першому етапі проводилась параметрична ідентифікації моделі (3), а також моделі першого порядку з запізнюванням (ППЗ - модель)

$$W_m(s) = k_p \frac{e^{-\Theta s}}{s} \quad (14)$$

На другому етапі досліджувались різні варіанти систем керування, які базуються на математичних моделях, що були ідентифіковані на першому етапі дослідження.

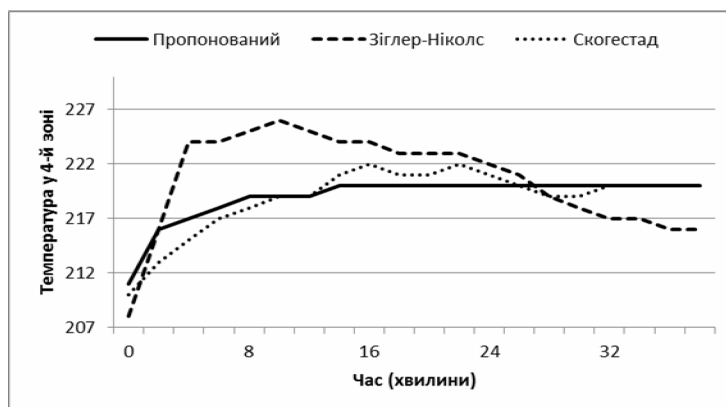
Для ідентифікації ДПЗ– та ППЗ–моделей нагрівачі 4-6 зон були ввімкнені на повну потужність, що відповідає подачі на входи об'єкта керування одиначної ступінчастої функції. Для параметричної ідентифікації ДПЗ–моделі використовувався метод інструментальних змінних [21,23,24], а для параметричної ідентифікації ППЗ–моделі- відомий метод Зіглера-Ніколса [14].

Результати ідентифікації представлені у табл. 1.

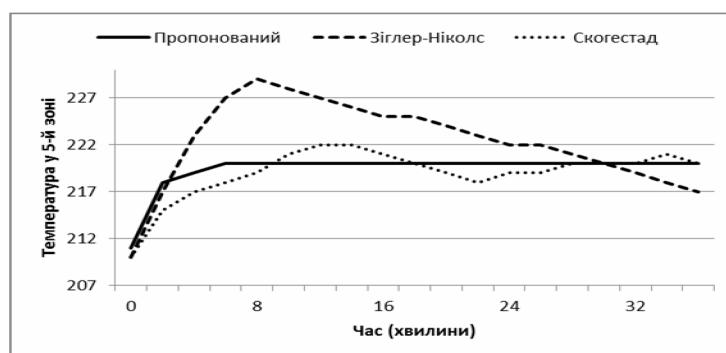
Таблиця 1 - Моделі температурних зон

№ зони	ДПЗ - Модель	ППЗ - Модель
4.	$\frac{0,2842}{s(147,16s+1)} e^{-33,23s}$	$\frac{0,1337}{s} e^{-75s}$
5.	$\frac{0,1719}{s(56,78s+1)} e^{-25,01s}$	$\frac{0,1463}{s} e^{-63s}$
6.	$\frac{0,197}{s(78,52s+1)} e^{-25,04s}$	$\frac{0,1431}{s} e^{-68s}$

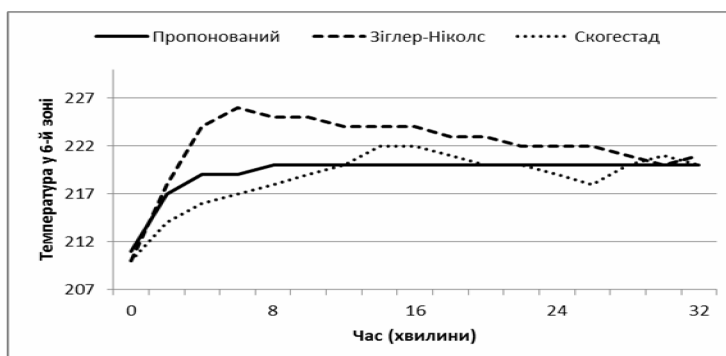
Дослідження ефективності запропонованої системи керування здійснювалось шляхом порівняння її роботи з двома іншими системами: а) системою з ПД–регулятором, побудованої на основі ППЗ-моделі з налаштуванням згідно методу Зіглера-Ніколса [14]; б) системою, запропованою Скогестадам [15], яка включає у себе внутрішню модель з ПД–регулятором. На рис.3 представлені результати дослідження, причому графіки змін температур показані тільки на завершальному етапі нагрівання екструдера, починаючи з температури 210°C. Це пояснюється двома причинами. По-перше, на початковій стадії нагрівання графіки практично співпадають, а, значить, всі системи керування, що досліджуються, працюють практично однаково. По-друге, при зображенні ділянки графіків, де останні відрізняються один від одного більш наочно видно різницю у роботі систем керування, що досліджуються.



а)



б)

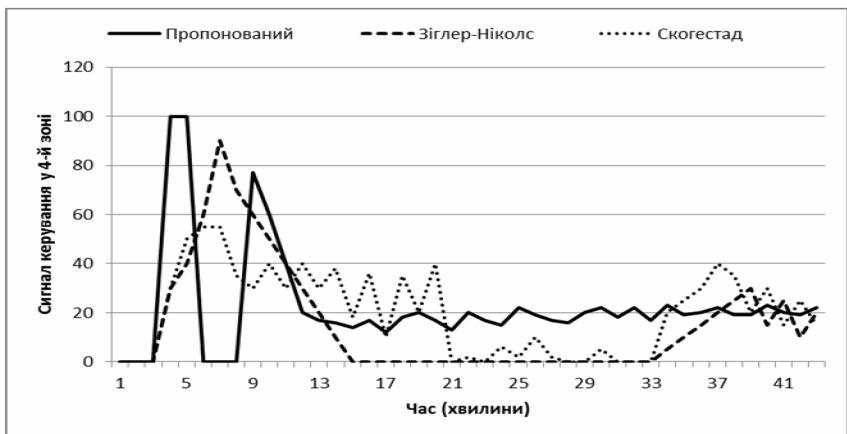


в)

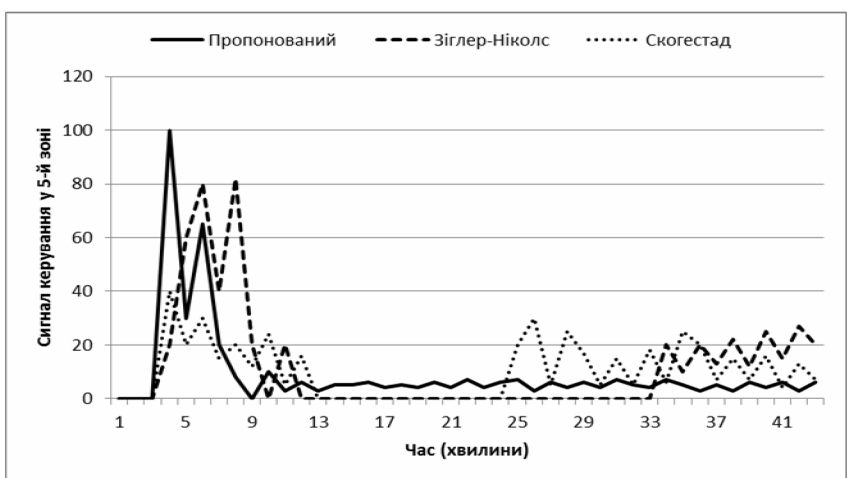
Рисунок 3 - Зміна температури по зонах (а – зона 4, б – зона 5, в – зона 6) у процесі нагрівання екструдера при застосуванні різних систем керування

З представлених результатів видно, що запропонована система дозволяє швидко досягти потрібного температурного режиму у всіх трьох зонах без будь-якого перегріву. Система керування Скогестада приблизно у 1,5 рази довше виходить на потрібний режим і має невеликий перегрів екструдера. Суттєво гірші результати дає система з ПД-регулятором, налаштованим за методом Зіглера-Ніколса.

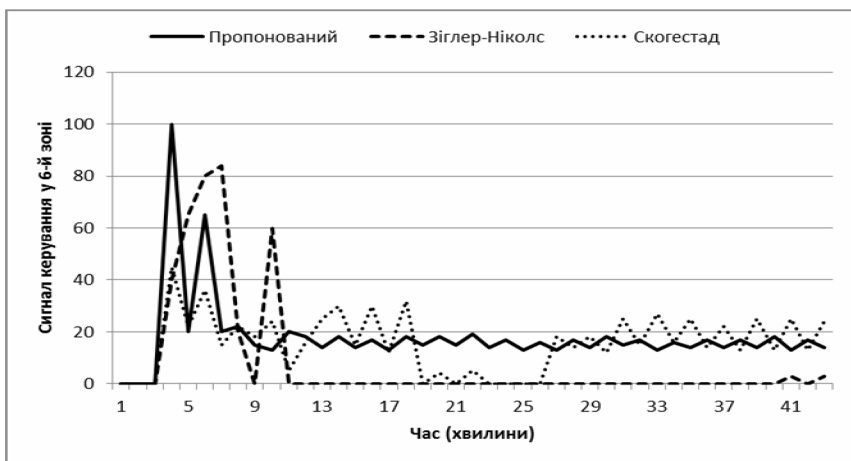
Про ефективність запропонованої системи свідчать і показані на рис.4 графіки зміни сигналів керування по зонах екструдера при застосуванні різних систем керування.



а)



б)



в)

Рисунок 4 - Зміна сигналу керування по зонах (а – зона 4, б – зона 5, в – зона 6) у процесі нагрівання екструдера при застосуванні різних систем керування

На графіках значення сигналу керування вказано у відсотках по відношенню до всього діапазону його зміни (0 – 100%). Як свідчать дані графіки, коливання сигналу керування найменші у системі керування, що пропонується. Найгірші результати знову-таки у системі з ПІД – регулятором.

Слід зазначити, що після закінчення нагрівання і досягнення потрібного температурного режиму, сигнал керування відрізняється від нульового. Це пояснюється конвективним теплообміном між корпусом екструдера і оточуючим середовищем, що спричиняє теплові втрати, на компенсацію яких і витрачається тепла енергія, пропорційна сигналу керування.

### Висновки

Представлена система керування режимом розігріву екструдера, яка базується на внутрішній моделі процесу. Математична модель являє собою інтегральну ланку другого порядку з запізнюванням.

Наведений метод налаштування системи керування, який забезпечує робастну стійкість даної системи по відношенню до неточностей параметрів математичної моделі.

Проведено дослідження ефективності запропонованої системи керування шляхом порівняння якостей роботи даної системи по відношенню до деяких відомих аналогічних систем. Результати дослідження підтвердили високу ефективність системи, що пропонується.

При дослідженні даної системи керування параметри її налаштування для всіх трьох температурних зон був заданий. У подальших дослідженнях треба визначити міру впливу значень цього параметру на якість роботи системи керування в цілому і на підставі цього розробити рекомендації щодо визначення оптимальних налаштувань.

### Список літератури

1. K.Yao and F. Gao, "Optimal start-up control of injection molding barrel temperature". - Polym.Eng.Pract., №10, no. 10, - 2002, pp. 1153-1161.
2. C.H. Lu and C.C. Tsai, "Adaptive decoupling predictive temperature control for an extrusion barrel in a plastic injection molding process". - IEEE Trans. Ind. Electron., №. 48, no. 5, - 2001, pp. 968-975.
3. T.L Chia, "Model predictive control helps to regulate slow processes-robust barrel temperature control". - ISA Trans., № 41, no. 4, - 2002, pp. 501-509.
4. S.N. Huang, K.K. Tan, and T.H. Lee, "Adaptive GPC control of melt temperature in injection moulding". - ISA Trans., №38, no. 4, - 1999, pp. 361-373.
5. U.C. Moon, "A practical multiloop controller design for temperature control of a TV glass furnace". - IEEE Trans. Control Syst.Technol., №15, no. 6, - 2007, pp. 1137-1142.
6. D.B. Kaymak and W.L. Luyben, "Comparison of two types of two-temperature control structure for reactive distillation columns". - Ind.Eng.Chem.Res., №44, no. 13, - 2005, pp. 4625-4640.
7. E.A. Wolff and S. Skogestad, "Temperature cascade control of distillation columns" - Ind.Eng.Chem.Res., №35, no. 2, pp. - 1996, 475-484.
8. C. Diduch, R.Dubay, and W.G. Li, "Temperature control of injection molding. Part 1: Modeling and identification". - Polym.Eng. Sci., № 44, no. 12, - 2004, pp. 2308-2317.
9. R. Dubay, C. Diduch, and W.G. Li, "Temperature control of injection molding. Part 2: Controller design, simulation, and implementation". - Polym.Eng. Sci., №44, no. 12, - 2004 pp. 2318-2326.
10. E. Dassau, B. Grosman, and D.R. Lewin, "Modeling and temperature control of rapid thermal processing". - Comput. Chem. Eng., №30, no. 4, - 2006, pp. 686-697.
11. P. Valigi, M.L. Fravolini, A. Ficola, "Improved temperature control of a batch reactor with actuation constraints". - Control Eng. Pract., №14, no. 7, - 2006, pp. 783-797.
12. M. Shahrokhi, A. Nejati, "Optimal temperature control of a propane thermal cracking reactor". - Ind. Eng. Chem. Res., №41, no. 25, - 2002, pp. 6572-6578.
13. E. Grassi, K. Tsakalin, "PID controller tuning by frequency loop-shaping: Application to diffusion furnace temperature control". - IEEE Trans. Control Syst. Technol., №8, no.5, - 2000, pp. 842-847.
14. K. J. Astrom, T. Haggglund. PID controllers. - 2<sup>nd</sup> ed. Research Triangle Park, NC: ISA Soc. Amer., - 1995.
15. S. Skogestad. Simple analytical rules for model reduction and PID controller tuning. - Process control, №13, no. 4, - 2003, pp. 291-309.
16. Wayne Bequette. Process Control: Modeling, Design, and Simulation. - Prentice Hall, - 2002, 800 p.
17. Daniel E. Rivera, Internal Model Control: A Comprehensive View. - Arizona State University, Tempe, Arizona, - 1999.

18. Дорф Р., Бишоп Р. Современные системы управления Пер. с англ. Б. И. Копылова. – М.: Лаборатория базовых знаний, 2002. – 832 с.
19. Ротач В.Я. Теория автоматического управления. Теория автоматического управления: учебник для вузов / В. Я. Ротач. — 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Издательский дом МЭИ, 2008. — 396 с., ил.
20. Анхимюк В.Л., Опейко О.Ф., Михеев Н.Н. Теория автоматического управления. М., изд. Дизайн ПРО, - 2000.
21. Жученко О.А. Нечітка система керування режимом пуску процесу екструзії полімерів. // Інтегровані технології та енергозбереження №1,- 2013. с. 96-100
22. K.M. Zhou, J.C. Doyle, and K. Glover. Robust and optimal control. – Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, - 1989.
23. T. Soderstrom, P. Stoica. System identification. – New York: Prentice-Hall, - 1989.
24. L. Ljung. System Identification: Theory fr the user, 2<sup>nd</sup> ed. – Englewood Cliffs, NJ: Prentice-Hall, - 1989.

**Ludmila Jaroshuk, Aleksey Zhuchenko**

*National technical university of Ukraine “Kyiv Polytechnic institute”*

**Control system of heating mode polymer extrusion process**

The control scheme based on internal model control (IMC) structure has been proposed for heating-up, which is capable of no overheating (i.e., temperature overshoot) for heating-up. Analytical controller-design formulas and quantitative tuning guidelines have been given for implementation of the desirable heating-up response together with robust tuning constraints to accommodate for process uncertainties.

For temperature-control design an identification method based on the step response has been used for obtaining the heating-up model. The proposed control system was compared to the well-known Ziegler-Nichols PID tuning method based on the integrating first-order-plus-dead-time model and Skogestad IMC-based PID tuning method, using the proposed integrating second-order-plus-dead-time model.

This comparison has well demonstrated the effectiveness of the developed identification method and control scheme for the application to the barrel-temperature control of polymers extrusion process.

**extruder, polymer, heating-up, control system**

Одержано 25.04.13

**УДК 62-565: 62-585.18**

**Dr. inż. Zbigniew Kiernicki, Paweł Semczuk, Andrzej Nowak**

*Государственное высшее профессиональное училище в Замостье, Польша*

## Измерительные приспособления для определения момента инерции двигателя сельскохозяйственных тракторов

В статье представлены устройства, предназначенные для проверки момента инерции двигателя при тройном ускорении с помощью дополнительного веса. Методология измерения предполагает, что для данной скорости и теплового состояния двигателя момент, который развивается, сравнительно эффективный. Полученная масса момента инерции рассматривается как достаточная для эффективного вращения коленчатого вала.

**массовый момент инерции, сельскохозяйственный трактор, дизельный двигатель, ускорение**

**З. Керницькі, П. Семчук, А. Новак**

*Державне вище професійне училище в Замості, Польща*

**Вимірювальні прилади для визначення моменту інерції двигуна сільськогосподарських тракторів**

У статті представлені пристрої, які призначені для перевірки моменту інерції двигуна при потрібному прискоренні за допомогою додаткової ваги. Методологія вимірювання передбачає, що для даної швидкості і теплового стану двигуна момент, який розвивається, порівняно ефективний. Отримана маса моменту інерції розглядається як достатня для ефективного обертання колінчастого валу.

**масовий момент інерції, сільськогосподарський трактор, дизельний двигун, прискорення**

**Введение.** Определение параметров работы двигателя внутреннего сгорания требует определения переменного момента инерции движущихся частей двигателя относительно оси коленчатого вала. Экспериментальное определение момента инерции двигателя позволяет обеспечить необходимую механическую прочность, решить вопросы регулирования и управления двигателем, а также моделирования работы двигателя в условиях эксплуатации.

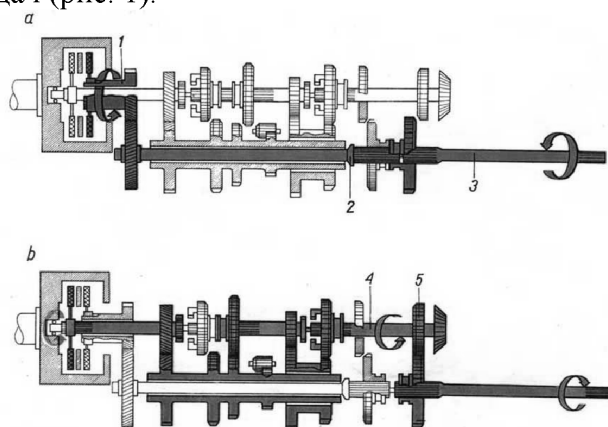
Среди многих известных способов определения момента инерции, самым популярным является экспериментальный метод, который основан на измерении и определении момента инерции на основе закона Ньютона. В случае, когда двигатель транспортного средства построен с учетом необходимой производительности – это не является проблемой. Однако же, когда двигатель установлен в автомобиле, есть проблемы с практическим проведением эксперимента. Причина в том, что доступ к коленчатому валу двигателя, для подключения дополнительной вращательной массы, затруднен.

У некоторых транспортных средств, таких как тракторы и грузовики, существует возможность приложить дополнительный вес с помощью вала отбора мощности (ВОМ) или приставки для отбора мощности. Это дает возможность индивидуально измерить массовый момент инерции двигателя в данной конфигурации и позволяет провести более точные измерения и диагностику.

**Анализ устройства ВОМ сельскохозяйственных тракторов.**

В случае доступа к двигателю с помощью ВОМ между маховиком и концевиком, к которому можно подключить дополнительную массу с известным значением, применяется схема исследования с известным массовым моментом инерции. Значение этого момента инерции следует рассматривать как сумму моментов инерции элементов трансмиссии, которая возникает при передаче и их сопротивлении. Эти сопротивления вызваны, в основном, гидравлическим сопротивлением при вращении деталей в масляной ванне и потерями в подшипниках.

Системы привода сельскохозяйственных тракторов гораздо сложнее. Даже в простейшем тракторе, например Ursus C-330, вращение ВОМ связано с движением ряда шестерен в коробке передач (рис. 1).



а – независимый привод; б – зависимый привод;  
 1 – шестерня привода ВОМ; 2 – вал независимой передачи; 3 – вал отбора мощности;  
 4 – первичный вал; 5 – контур зависимого привода ВОМ  
 Рисунок 1 – Схема привода ВОМ трактора Ursus C-330 [7]

На рисунке 2 представлена система привода современного трактора с ведомым соединением ВОМ (трактор Claas). В то время как соединение ВОМ с валом двигателя является относительно простым, однако при вращении ВОМ также вращаются ряд шестерен в коробке передач и элементы сцепления. Это связано, например, с необходимостью смазки механизмов.

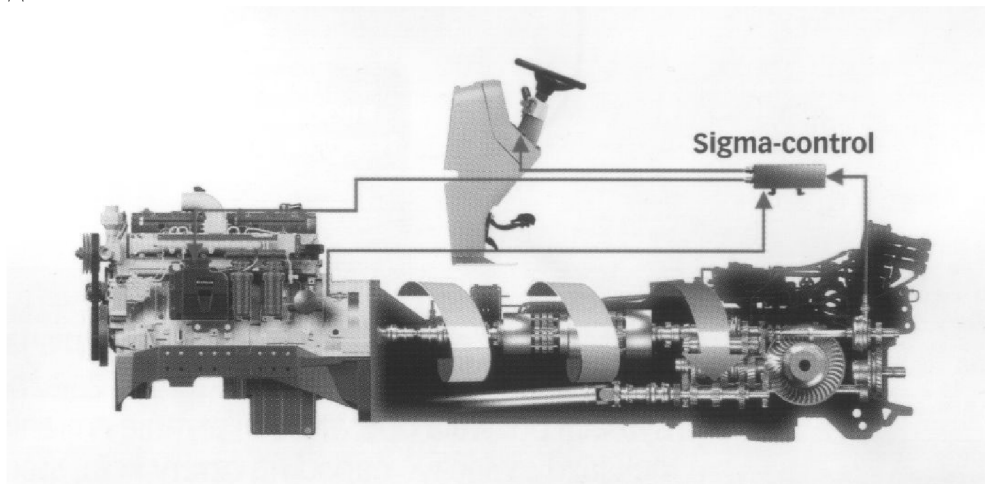


Рисунок 2 – Схема системы привода современного трактора Claas [10]

Еще одной проблемой является возможность быстрого и устойчивого установления оборудования для нагружения ВОМ трактора. Естественным местом монтажа, казалось бы, должен быть механизм навески трактора, но существуют различные решения для различных моделей тракторов. Примеры решений показаны на рисунках 3 и 4.



Рисунок 3 – Внешний вид места установки и механизма навешивания трактора Claas модели AXOS [8]



Рисунок 4 – Внешний вид места установки в тракторе Ursus C-4011 и C-360 [9]

**Методы исследования.** Для того чтобы оперативно определить момент инерции двигателя, установленного на сельскохозяйственный трактор, может использоваться экспериментальный метод тройного ускорения. Он основан на измерениях скорости вращения коленчатого вала двигателя, выполненных во время следующих условий:

- 1 – разгона двигателя с выключенным сцеплением;
- 2 – разгона двигателя с включенным ВОМ;
- 3 – разгона двигателя с включенным ВОМ и нагрузкой дополнительным весом с известным значением массового момента инерции.

Как следует из [2], величина дополнительного момента инерции должна удовлетворять условиям:

$$\frac{J_x}{J_d} = 1 \div 1,5. \quad (1)$$

Тогда, считая одинаковыми условия сгорания в двигателе при  $\omega = \text{idem}$ , система уравнений будет иметь вид:

$$J_x \cdot \varepsilon_1 = T_e, \quad (2)$$

$$(J_x + J_w) \cdot \varepsilon_2 = T_e, \quad (3)$$

$$(J_x + J_w + J_d) \cdot \varepsilon_3 = T_e, \quad (4)$$

где  $\varepsilon_1$  – угловое ускорение при разгоне с выключенным главным сцеплением;  
 $\varepsilon_2$  – угловое ускорение при разгоне с включенным ВОМ;  
 $\varepsilon_3$  – угловое ускорение с включенным ВОМ и нагрузкой дополнительным весом с известным массовым моментом инерции

$T_e$  – эффективный момент двигателя;

$J_x$  – искомый массовый момент инерции двигателя;

$J_d$  – дополнительный массовый момент инерции;

$J_w$  – массовый момент инерции элементов в системе привода ВОМ.

Измерив угловое ускорение коленчатого вала, можно определить момент инерции двигателя:

$$(J_x + J_w) \cdot \varepsilon_2 = (J_x + J_w + J_d) \cdot \varepsilon_3, \quad (5)$$

$$(J_x + J_w) \cdot \varepsilon_2 = (J_x + J_w) \cdot \varepsilon_3 + J_d \cdot \varepsilon_3, \quad (6)$$

$$(J_x + J_w) \cdot (\varepsilon_2 - \varepsilon_3) = J_d \cdot \varepsilon_3, \quad (7)$$

$$J_x + J_w = J_d \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2 - \varepsilon_3}, \quad (8)$$

$$J_x \cdot \varepsilon_1 = (J_x + J_w) \cdot \varepsilon_2, \quad (9)$$

$$J_x \cdot \varepsilon_1 = J_d \frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_2 - \varepsilon_3} \cdot \varepsilon_2, \quad (10)$$

$$J_x = J_d \frac{\varepsilon_3 \cdot \varepsilon_2}{\varepsilon_1 \cdot (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)}. \quad (11)$$

Зная зависимость изменения углового ускорения от скорости  $\varepsilon = f(n)$ , можно определить значение момента инерции в зависимости от скорости  $J_x = f(n)$ .

**Устройство для измерения момента инерции.** В оборудовании для исследований использовалась втулка с дополнительной массой и известным значением массового момента инерции  $J_d = 0,12 \text{ кг/м}^2$ . При проектировании оборудования учитывались место установки, а также быстрота, универсальность и обеспечение достаточной надежности соединения устройства. В случае с семейством тракторов

фирмы Claas было решено подключить оборудование к креплению механизма навески. Следующим шагом было создание модели в пакете прикладных программ Solid Edge (рис. 5). Таким образом, была создана 3D модель, в которой имитировались размеры различных компонентов устройства.

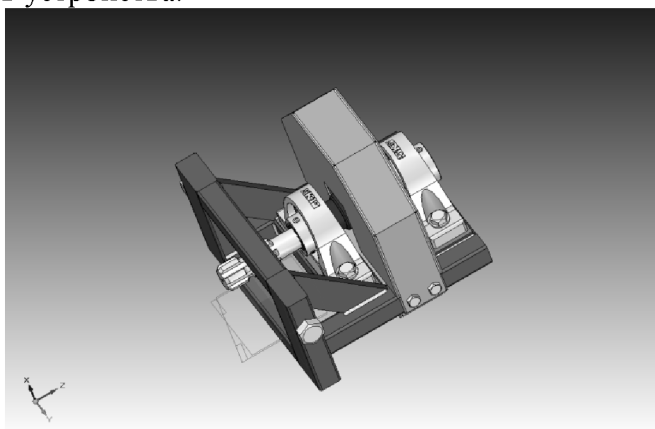


Рисунок 5 – Вид модели приставки [8]

Несущая конструкция устройства должна отвечать условиям прочности и стабильности работы, для того, чтобы измерение было точным и адекватным. Из-за большой массы (11,9 кг) оборудования, крепление должно обеспечивать возможность удержания веса во время работы. На рисунке 6 показан измерительный адаптер, установленный на тракторе марки Claas, модель AXOS.

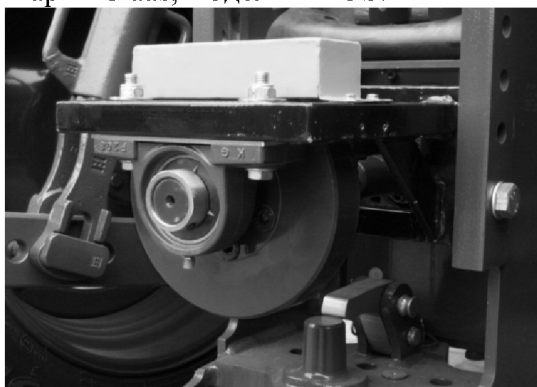


Рисунок 6 – Общий вид установленной приставки [8]

Приставка сконструирована таким образом, что можно отсоединить привод от ВОМ без необходимости его демонтажа с механизма навески. Установка и снятие привода оборудования производится с помощью скользящей муфты, которая соединяет ВОМ и вал оборудования.

Устройство было спроектировано и построено для трактора Claas модели AXOS и других, которые имеют механизм навески с поперечным расстоянием 314 мм. При установке устройства необходимо соблюдать осторожность, поскольку масса оборудования составляет более 20 кг.

Оборудование было протестировано на тракторах фирмы Claas модели AXOS. Испытания показали позитивный результат. При увеличении частоты оборотов оборудование работало стабильно и при этом не наблюдалось вибраций. Приставка была испытана при 540 и 1000 об/мин. ВОМ, а обороты двигателя при этом достигали максимального значения 2200 об/мин. [8].

В случае с тракторами модельного ряда Ursus использовалось такое же массовое кольцо, тем не менее, была изменена опорная конструкция из-за различий монтажа

системы навески. Трехмерная модель спроектирована в пакете прикладных программ Solid Edge и представлена на рисунке 7.

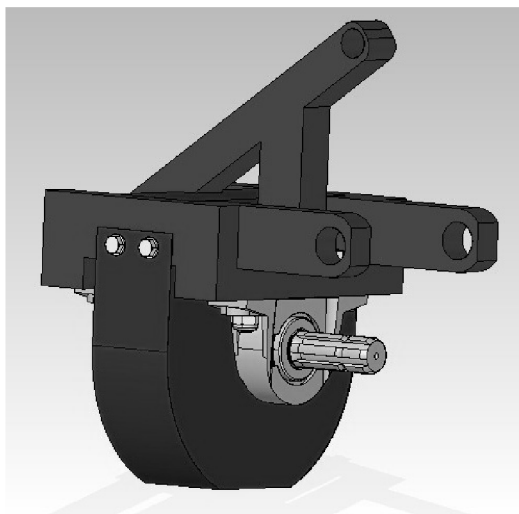


Рисунок 7 – Общий вид 3D модели нагружения ВОМ [9]

На рис. 8 показан прибор для измерения, который приспособлен к трактору Ursus С-360. Стрелками показаны болты, крепящие приспособление к механизму навески трактора. Включение приспособления происходит при перемещении ролика муфты подключения прибора к ВОМ. Масса устройства составляет 28 кг.

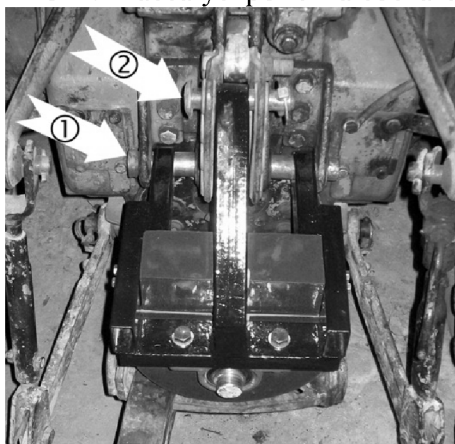


Рисунок 8 – Вид устройства, смонтированного на трактор Ursus [9]

Оборудование было опробовано для сельскохозяйственного трактора Ursus С-4011, который является прототипом трактора Ursus С-360. Система работала стабильно и надежно, и при этом не наблюдалось никаких опасных вибраций [9].

**Выводы.** Работоспособность конструкции оборудования для определения массового момента инерции движущихся деталей двигателя была подтверждена. В этой связи возникает возможность исследования массового момента инерции двигателя в любой конфигурации, что значительно расширит использование предложенных методов для оценки технического состояния двигателя и точности его регулирования. Выявлена необходимость использования дополнительного массового нагружения ВОМ, что ранее ограничивало использование этого метода для сельскохозяйственных тракторов и автомобилей, оснащенных ВОМ. Целью дальнейшей работы будет проверка методологии измерения на основе метода циклического разгона-торможения

двигателя для исследования массового момента инерции движущихся деталей двигателя.

## Список литературы

1. Cichy M. Pomiar momentu bezwładności i oporów mechanicznych metodą wybiegu. / M. Cichy // Technika Motoryzacyjna. – nr. 1 (200). – 1969.
2. Kiernicki Z. The Accuracy of Engine Crankshaft's Speed and Acceleration Measurements in the Inertial Method of Engine Testing / Z. Kiernicki // TeKa Komisji Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN, Vol. II. – Lublin 2002. – str. 65-71.
3. Kiernicki Z. Określanie masowego momentu bezwładności silnika spalinowego za pomocą cyklu rozprędzanie-wybieg / Z. Kiernicki // Czasopismo Techniczne, Z. 5. – M/1998. – str. 53-60.
4. Kiernicki Z. Determination of mass moment of inertia of engine built-in farm tractor / Z. Kiernicki, T. Zarzycki // Naukowy Wiśnik Nacjonalnego Uniwersytetu Bioresursiw i Prirodokoristwowania Ukrainy. – Wyp. 166. – Część 2. – Seria „Technika i energetyka APK”. – Kijów 2011. – str 62-67.
5. Larisch J. Wyznaczanie momentu bezwładności silnika na stanowisku dynamometrycznym metodą wybiegu / J. Larisch, T. Praszkiwicz // Mater. konf. KONES'97. – Bielsko-Biała 16-19 września 1997.
6. Łukaczew P. Metoda podwójnego wybiegu określania momentu bezwładności ruchomych mas silników spalinowych / P. Łukaczew, W. Stukano // Awtomobilnaja Promyszlennost. – nr 10/1966.
7. Mazur J. Poradnik traktorzysty / J. Mazur // Państwowe Wydawnictwo Rolnicze i Leśne. – Warszawa. – 1980.
8. Nowak A. Projekt i wykonanie przystawki do WOM ciągnika / A. Nowak // Praca dyplomowa. – PWSZ w Zamościu. – 2012.
9. Semczuk P. Projekt i wykonanie układu obciążającego WOM ciągników rolniczych typu Ursus C-360 / P. Semczuk // Praca dyplomowa. – PWSZ w Zamościu. – 2013.
10. Каталог продукции фирмы Claas. – Режим доступа: [www.claas.pl](http://www.claas.pl).

**Zbigniew Kiernicki, Paul Semczuk, Andrzej Nowak**

*The State Higher School of Vocational Education in Zamosc, Poland*

### **Measurement adapter for determining of mass inertia moment of farm tractor engine**

The purpose study was to determination of the mass inertia moment of the engine of agricultural tractors.

To this end, the proposed equipment in which the principle of triple inertial mass and acceleration using additional load tractor PTO. Testing adaptation was carried at the company Claas tractors and Ursus.

The measurement methodology assumes that effective torque is comparable at given speed and thermal state of the motor. Resulting mass moment of inertia is treated as an average one for the full rotation of the crankshaft. In this connection there possibility of investigating the mass inertia moment the engine in any configuration that will greatly expand the use of the proposed methods for the assessment of the technical condition engine and the precision of its regulation.

Одержано 28.10.13

## Зміст

<i>В.В. Адамчук, Г.М. Калетнік, М.І. Черновол, В.М. Булгаков</i> Сучасні проблеми землеробської механіки.....	3
<i>Д.В. Богатирьов, В.М. Сало</i> Аналіз господарських випробовувань котка-подрібнювача рослинних решток соняшника.....	12
<i>К.В. Васильковська, М.М. Петренко, С.Я. Гончарова</i> Аналіз роботи пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок.....	18
<i>Д.Г. Войтюк, Ю.В. Човнюк, Ю.О. Гуменюк, О.П. Гуцол, О.В. Дахно</i> Використання електромагнітних хвиль мм-діапазону для вимірювання вологості ґрунтів та сипких матеріалів .....	23
<i>А.И. Завгородний, Хесро Монтасер</i> Периодический виброударный режим движения сферической частицы по дуге кубической параболы.....	35
<i>Г.М. Калетнік, В.М. Булгаков, В.В. Адамчук, А.М. Борис, М.О. Свірень, С.Б. Орищенко</i> Теорія процесу копіювання головок коренеплодів цукрових буряків новим копірно-роторним відокремлювачем гички.....	42
<i>А.С. Кобець, М.М. Науменко, Н.О. Пономаренко</i> Обґрунтування конструкції чотирилопатевого відцентрового розкидача мінеральних добрив.....	56
<i>Maroš Korenko, Ján Frančák, Vladimír Kročko, Daniela Földešiová, Peter Dragula, Volodymyr Bulgakov</i> Analysis methods for measuring system by repeatability and reproducibility.....	65
<i>Б.І. Котов, В.О. Грищенко</i> Математичні моделі динаміки електричних зволожувачів повітря.....	71
<i>Б.І. Котов, С.П. Степаненко, В.О. Швидя, М.Г. Пастушенко</i> Моделювання вібраційної динаміки переміщення дисперсійного матеріалу на конічній поверхні решета зерно сепаратора.....	77
<i>Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К.Ю. Кулешкова</i> Аналіз теоретических исследований пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса.....	83
<i>С.М. Лещенко, В.М. Сало</i> Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій.....	96
<i>Л.С. Олійниченко, Г.Б. Филimoniхин</i> Компьютерная модель процесса автоматического динамического уравновешивания двумя автобалансирами крыльчатки осевого вентилятора.....	103

<i>В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский</i> ВБК – метод в расчётах колебаний механизмов с переменной массой звеньев.....	108
<i>В.І.Носуленко, В.М.Шмельов</i> Точність обробки за умов розмірної обробки електричною дугою .....	114
<i>М.М. Петренко, Т.К. Марченко</i> Вплив параметрів ярусного розпушувача ґрунту на форму стінок борозни.....	121
<i>С.Ф. Пилипака, В.В. Яременко, О.М. Черниш, О.В. Адамчук</i> Дослідження руху матеріальної частинки добрива при відцентровому розсіюванні...	127
<i>В.І. Рубльов, В.Д. Войтюк, В.Є. Рубльов</i> До обґрунтування нормативної документації щодо забезпечення якості технічного сервісу сільськогосподарської техніки.....	136
<i>І.А.Шевченко, В.В. Лиходід, Е.Б. Алієв, В.В. Полюсов</i> Результати дослідження процесу сухого очищення забрудненої вовни.....	144
<i>Л.П. Серєда, М.М. Чернявський</i> Моделювання переміщення ґрунту і розміщення рідких біодобрив у ґрунті після операції внесення плоскоріжучим стрілочастим знаряддям.....	151
<i>Л.М.Тіщенко, С.А.Богданович</i> Експериментальне дослідження впливу вібрації на ефективність процесу скальперування зернового вороху.....	159
<i>Z. Tkáč, J. Kosiba, J. Tulík</i> The laboratory tests of ecological hydraulic fluid.....	164
<i>В.І. Рубльов, В.Г. Опалко</i> До аналізу технічного стану зернових сівалок у передексплуатаційний і експлуатаційний періоди.....	173
<i>І.А. Шевченко, В.М. Павліченко, В.В. Лиходід, В.М. Забудченко</i> Аналіз конструкцій технічних засобів для виробництва вологих високозасвоєваних кормів.....	179
<i>В.П. Юрчук, М.А. Святина</i> Геометричне обґрунтування активізації процесу дії нового комбінованого ґрунтообробного диску.....	185
<i>Ján Frančák, Maroš Korenko, Valerii Adamchuk</i> Quality planting potatoes and effect of seed dimensional parameters for work.....	189
<i>Ю.С.Цаль-Цалко, А.В.Пшенишина</i> Пневмоустановки для кондиціонування і транспортування зерна.....	196
<i>І.А. Шевченко, Е.Б. Алієв, С.О. Доруда</i> Результати моделювання процесу потокового змішування кормосумішей змішувачем-кормороздавачем.....	202

<i>В. П. Юрчук, Я.Г. Махорін</i> Конструювання ножа гвинтового шнека гичкозбиральної машини.....	208
<i>С.М. Анастасенко, І.О. Григурко, І.А. Капура</i> Можливість модернізації механічної обробки багатоступінчастих валів на токарних верстатах застарілої конструкції.....	212
<i>Р.А. Бакарджиев</i> Особенности выбора чистоты обработки поверхностей детали.....	217
<i>В.І. Василюк</i> Дослідження очисника вороху коренебульбоплодів від залишків.....	225
<i>І.П. Вітрук, С.Г. Білик</i> Деякі системні аспекти оптимізації параметрів транспортно – технологічних машин для внесення органічних та органо–мінеральних добрив.....	231
<i>I. Vitázek, P. Andoč, B. Vitázková</i> Gravimetric analysis of selected solid biofuels.....	240
<i>М.П. Волоха</i> Моделювання технологічних процесів підготовки ґрунту і насіння до сівби цукрових буряків.....	246
<i>С.М. Герук, С. В. Пустовіт</i> Визначення циркуляції вороху у молотарці зернозбирального комбайна.....	252
<i>В.В. Гончаров, Г.Б. Філімоніхін</i> Технічні рішення із зрівноваження на ходу екстракторів відцентрових соковижималок.....	257
<i>Д.О. Долгіх, О.С. Ковязін, Є.О. Реневич</i> Результати експериментальних досліджень роботи повітряного ґрунтового теплообмінника.....	263
<i>Е.В. Золотовская</i> Теоретические исследования параметров высевающего аппарата.....	268
<i>С.М. Герук</i> Механічна модель рихлення ґрунту.....	276
<i>А. М. Кириченко</i> Підвищення геометричної точності гексапода.....	284
<i>Д.В. Кузенко, І.О. Ніщенко, С.І. Левко</i> Дослідження процесу переміщення рослинної маси у формувальній головці преса.....	291
<i>С. В. Кюрчев, И. А. Леженкин</i> Статистические модели механико-технологических свойств очесанного вороха озимой пшеницы.....	297

<i>Ю.М. Лабатюк</i> Техніко – економічна ефективність застосування ярусного глибокорозпушувача.....	304
<i>О.М. Леженкін, С.В. Головін</i> Визначення кінетичної енергії відносного руху агрегату для збирання рицини, як функції узагальнених швидкостей.....	310
<i>А.С. Лімонт, В.М. Климчук</i> Якість упаковок льонотрести при використанні на її збиранні прес-підбирачів.....	314
<i>В.Я. Ошовський</i> Виробничі технології як альтернатива обкатування деталей ДВЗ.....	320
<i>А.А. Панков, А.В. Щеглов</i> Применение эжекторов в пневмоструйной технике агропромышленного комплекса .....	326
<i>Ю.М. Пархоменко, М.Д. Пархоменко</i> Розробка САК змінними нормами висіву на базі сівалки СЗ-3,6.....	330
<i>А.М. Семенюта, Б.А. Волик, В.О. Дубовик</i> Результати польових випробувань дискового плуга, адаптованого для роботи в умовах півдня України.....	335
<i>О.І. Скібінський, А.А. Гнатюк, В.М. Зеленько</i> Дослідження впливу конструктивних параметрів героторної передачі на зносостійкість робочих профілів коліс.....	340
<i>С.В. Струтинський</i> Застосування металполімерних композитів в конструкціях сферичних шарнірів просторової системи приводів.....	345
<i>М.С.Шведик</i> Синтез конструктивно-технологічних схем – основа для розробки багатофункціональних комбайнів.....	353
<i>І.А. Швець</i> Визначення основних параметрів хвильових процесів при роботі електромеханічного актуатору подачі палива.....	360
<i>Л.Д. Ярощук, О.А. Жученко</i> Система керування режимом розігріву процесу екструзії полімерів.....	365
<i>Zbigniew Kiernicki, Paweł Semczuk, Andrzej Nowak</i> Измерительные приспособления для определения момента инерции двигателя сельскохозяйственных тракторов .....	373

**Конструювання, виробництво та експлуатація  
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 43

Частина I

Відповідальний за випуск Д.І. Петренко

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»  
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.  
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25  
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 08.11.2013 Підписано до друку 21.11.2013. Формат 60x84 1/8.  
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.38  
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №0029.