

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ,
МОЛОДІ ТА СПОРТУ 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 42

Частина I

КІРОВОГРАД • 2012

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 42 ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2012. — 254 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 по використанню результатів досліджень і дослідно-конструкторських розробок в сільськогосподарській і інших галузях машинобудування.

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 31 жовтня 2012 року.

Редакційна колегія: Бойко А.І., д.т.н., проф.; Гамалій В.Ф., д.ф-м.н., проф.; Зіновік М.А., д.х.н., проф.; Косінов М.М., к.т.н., доц. (відповідальний секретар); Носуленко В.І. д.т.н., проф.; Павленко І.І., д.т.н., проф.; Петренко М.М., к.т.н., проф. (заст. відп. редактора); Сало В.М., д.т.н., проф.; Черновол М.І., д.т.н., проф. (відповідальний редактор).

Адреса редакційної колегії: 25006, 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 631.333

В.В. Адамчук, академік НААН, д-р техн. наук, П.О. Косик, зав. сектору автоматизації та комп'ютеризації с.-г. техніки

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Дослідження розсівання твердих мінеральних добрив в умовах вітру

Розглянуто питання розсівання твердих мінеральних добрив машиною в умовах вітру. Проведено теоретичні дослідження з метою визначення впливу вітру на частинки твердих мінеральних добрив в процесі їх розсівання.

тверді мінеральні добрива, математична модель, розсівання, вплив вітру

Проблема. Одною з основних умов здійснення інтенсифікації сільського господарства є підвищення росту урожайності всіх сільськогосподарських культур, нерозривно пов'язане з збільшенням виробництва та раціональним використанням мінеральних добрив. Вітчизняний та зарубіжний досвід засвідчує те, що не менш 50 % приросту врожаїв можна отримати за рахунок добрив, без покращення обробітку ґрунту. Тому добрива є одним з найбільш важливих факторів зниження собівартості сільськогосподарської продукції.

Внесення мінеральних добрив - особливо важливий процес для підвищення родючості ґрунтів. Справа в тому, що в ході росту рослини, їх коренева система забирає поживні речовини з ґрунту, яких поступово зменшується. Внесення мінеральних добрив сприяє відновленню балансу поживних речовин в ґрунті. Але є проблеми, щодо удобрення ґрунту, одною з яких при внесенні твердих мінеральних добрив є вплив вітру на політ частинок які знаходяться в повітряному середовищі, рухаючись перпендикулярно до напрямку руху машини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Теоретичні дослідження впливу вітру на рух в повітряному середовищі частинок матеріалу взагалі, висвітлені в працях багатьох науковців, зокрема В.В. Адамчука [1], Г.Н. Абрамовича [2]. Основу теоретичних досліджень відносно впливу вітру на політ частинок твердих мінеральних добрив розглянуто в праці [3]. Задача оптимізації впливу вітру на частинки мінеральних добрив уявляється багатокритеріальною, тому вирішення цього питання здійснене шляхом моделювання внесення мінеральних добрив з урахуванням критеріїв його впливу є більш доскональним [4].

Мета досліджень. Дослідити розсівання твердих мінеральних добрив в умовах вітру теоретичним шляхом за допомогою математичного моделювання процесу польоту частинки твердих мінеральних добрив при попутному і зустрічному вітрі.

Результати досліджень. Очевидно, що з усіх можливих напрямків вітру відносно напрямку руху агрегату найбільше впливає на показники внесення добрив вітер, направлений перпендикулярно до напрямку руху машини. Розглянемо рух частинок добрив, які сходять з робочого органу (РО), до поверхні поля в умовах впливу на них вітру, в двох конкретних випадках: вплив вітру проти напрямку руху частинок добрив, вплив вітру за напрямком руху частинок добрив (рис.1).

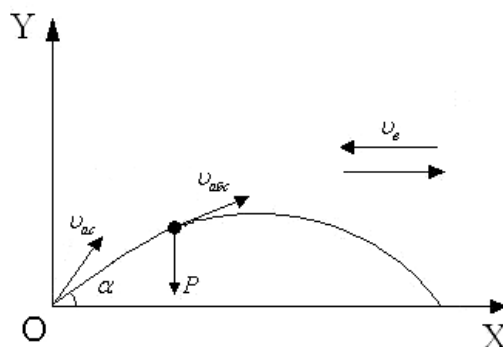


Рисунок 1 - Загальна схема до дослідження руху частинок мінеральних добрив в умовах вітру

На загальній схемі (рис. 1) зображений процес польоту частинки мінеральних добрив та вплив на неї сил, де:

P - сила тяжіння, Н;

v_{ac} - абсолютна швидкість сходу частинки добрив з РО, м/с;

v_g - швидкість вітру, який діє на частинку добрив, м/с;

v_{abs} - абсолютна швидкість руху частинки добрив, в процесі польоту, м/с;

α - кут під яким частка добрив сходить з РО, град.

Розробивши загальну графічну схему польоту частинки добрив, тобто політ частки при впливі на неї зустрічного вітру і за напрямком руху, та розглянувши які саме сили на неї впливають, можна змоделювати процес польоту частки добрив, описавши його системою рівнянь.

Згідно з другим законом Ньютона представимо сили у векторній формі, які впливають на частинку твердих мінеральних добрив, в процесі польоту:

$$\vec{ma} = \vec{F}_{тяжс} + \vec{F}_{оп} \quad (1)$$

Знаходимо значення сил:

$$F_{тяжс} = mg, \quad (2)$$

$$F_{оп} = Kv_{abs}^2, \quad (3)$$

де K – коефіцієнт опору, який визначається за формулою:

$$K = C_x \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{\pi d^2}{4} = C_x \cdot \frac{\rho \pi d^2}{8}, \quad (4)$$

де C_x - коефіцієнт тертя поверхні тіла об повітря;

ρ - щільність повітря, кг/м³;

d - розмір частки добрив, м.

Знаючи всі сили які впливають на частинку отримані математичним шляхом, проектуємо їх на осі X та Y, та отримуємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} ma_x = -F_{on}x \\ ma_y = F_{on}y - mg \end{cases} \quad (5)$$

Знайдемо проекцію квадрату швидкості на осі X та Y:

$$v = \sqrt{v_y^2 + (v_x \pm v_{\epsilon})^2}, \quad (6)$$

$$v_x = (v_x + v_{\epsilon}) \sqrt{(v_x + v_{\epsilon})^2 + v_y^2}, \quad (7)$$

$$v_y = v_y \sqrt{(v_x + v_{\epsilon})^2 + v_y^2}. \quad (8)$$

Знаючи K , v_x , v_y знайдемо значення F_{on} по осям X та Y:

$$F_{on}x = \pm K(v_x \pm v_{\epsilon}) \sqrt{(v_x \pm v_{\epsilon})^2 + v_y^2}, \quad (9)$$

$$F_{on}y = K v_y \sqrt{(v_x \pm v_{\epsilon})^2 + v_y^2}. \quad (10)$$

Підставляючи значення F_{on} в рівняння, та вважаючи $a_x = \frac{dV_x}{dt}$, $a_y = \frac{dV_y}{dt}$ отримуємо систему диференціальних рівнянь в загальному вигляді:

$$\begin{cases} \frac{dV_x}{dt} = \mp K(v_x \pm v_{\epsilon}) \cdot \sqrt{(v_x \pm v_{\epsilon})^2 + v_y^2} \\ \frac{dV_y}{dt} = K v_y \cdot \sqrt{(v_x \pm v_{\epsilon})^2 + v_y^2} - mg \end{cases} \quad (11)$$

Основною задачею математичного моделювання в даному випадку є розгляд впливу вітру на частку мінеральних добрив, тому за допомогою спеціального програмного забезпечення та з використанням системи диференціальних рівнянь (11), дослідимо вплив напрямків вітру на дальність польоту частинок твердих мінеральних добрив.

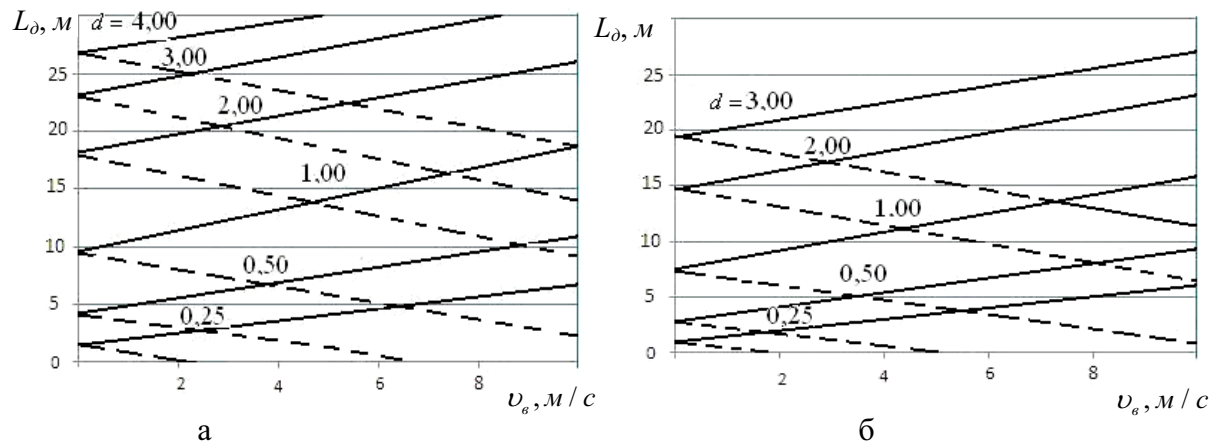
Отримані результати у вигляді графічних залежностей наведено на рис. 2, на прикладі часток суперфосфату гранульованого і калійної солі.

Аналогічно можна змоделювати залежність дальності розсівання в умовах вітру і для інших видів мінеральних добрив, маючи початкові дані.

Ріст швидкості та зміна напрямку вітру в усіх досліджуваних варіантах приводить до зміни дальності розсівання відносно агрегату. При цьому попутний вітер відносно напрямку сходження добрив с РО збільшує дальність їх розсівання, а зустрічний вітер – зменшує. Графічні залежності мають практично лінійний характер. Аналізуючи значення кута між графічними залежностями та віссю абсцис, не складно прийти до висновку: зі збільшенням кута α збільшується вплив вітру на дальність

розсівання добрив; при $\alpha = 0$ більш чутливими до дії вітру будуть фракції часток добрив, які мають відносно менший розмір.

Вплив вітру приводить до зміни робочої ширини захвату агрегату в порівнянні з його роботою при у безвітряну погоду. Тому при визначенні робочої ширини захвату (B_a) необхідно вводити її поправку, враховуючу вплив вітру як ΔB_a . Найбільш доцільним є шлях, передбачаючий корегування робочої ширини захвату з урахуванням дальності розсівання добрив, які сходять з РО проти напрямку вітру і, які сходять за напрямком вітру. Однак при такому підході буде мати місце асиметричне розподілення добрив по ширині захвату агрегату відносно напрямку руху його повздовжньої осі. В результаті цього виникає необхідність створювати спеціальні автоматизовані системи управління процесом розкидання твердих мінеральних добрив в умовах вітру.



— — напрямок вітру збігається з напрямком проекції вектора абсолютної швидкості сходження частинки з РО на горизонтальну площину;
 - - - - - вітер має протилежний напрямок відносно проекції вектора абсолютної швидкості сходження частинки на горизонтальну площину;

Рисунок 2 - Залежність дальності розсівання частинок L_d суперфосфату гранульованого (а) і калійної солі (б) від швидкості бокового вітру v_e та їх діаметру d , з кутом $\alpha = 30^\circ$

Висновки. Результати теоретичних досліджень підтверджують, що по можливості, напрямок руху агрегату відносно напрямку вітру необхідно вибирати таким чином, щоб кут між ними був мінімальним. Це дозволить суттєво зменшити ΔB_a . Система диференційних рівнянь (11) є адекватною розсіванню тільки окремих гранул кожної фракції мінеральних добрив в умовах вітру. Тобто з її використанням не можна визначити в цілому дальність розсівання добрив. Однак її використання дозволяє досліджувати та оцінювати характер і значимість впливу вітру на дальність розсівання частинок окремих фракцій мінеральних добрив як за вітром, так і проти напрямку вітру руху частинки, що в свою чергу створює передумови розробки автоматизованої системи управління процесом розкидання твердих мінеральних добрив в умовах вітру.

Список літератури

1. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1984. – 716с.
2. Адамчук В.В. Дослідження руху частинки технологічного матеріалу в повітряному середовищі в умовах вітру і супроводжуючого повітряного струменя / В.В. Адамчук // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”, 2005. – Вип. 89. – С. 27 – 49 (укр.).
3. Адамчук В.В. Теоретичне дослідження руху частинки технологічного матеріалу в повітряному середовищі в умовах вітру і супроводжуючого повітряного струменя / В.В. Адамчук // Промислова гідраліка і пневматика. – 2005. – №1(7). – С.47 – 52 (укр.).

4. Адамчук В.В. Обґрунтування моделі внесення мінеральних добрив / В.В. Адамчук // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”, 2002. – Вип.86. – С.90 – 99 (укр.).

В. Адамчук, П. Косик

Исследование рассева твердых минеральных удобрений в условиях ветра

Рассмотрены вопросы рассева твердых минеральных удобрений машиной в условиях ветра. Проведены теоретические исследования с целью определения влияния ветра на частицы твердых минеральных удобрений в процессе их рассева.

V. Adamchuk, P. Kosik

Screening study of solid mineral fertilizers in windy conditions

The problem dispersion of solid fertilizer machine in wind conditions. A theoretical study to determine the effect of wind on the solid particles of mineral fertilizers in their dispersion.

Одержано 17.08.12

УДК 631.356:2

М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, чл-кор. НААНУ, М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

М.М. Борис, доц., канд. техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет

Обґрунтування технологічного процесу та конструкції машини для безкопінного зрізу гички цукрових буряків

Розроблено математичну модель безкопінного зрізу основної маси гички. Обґрунтовано технологічну схему відокремлення гички. Виготовлено трирядну машину та проведено її польові випробування.

цукрові буряки, відокремлення гички, безкопінний зріз, доочистка головок коренеплодів, гичкозбиральна машина

Постановка проблеми. В технологічному процесі збирання коренеплодів цукрових буряків існує технологічна несумісність між викопувальними та гичкозбиральними робочими органами. Це різниця в робочих швидкостях: гичкозбиральні робочі органи задовільно працюють на швидкості до 1,5 м/с, а дискові викопувальні органи можуть працювати на швидкості до 2,5 м/с. Також важливою проблемою є зменшення відходів цукроносною та залишків гички на коренеплодах. При великому вмісті гички у воросі коренеплодів зменшується вихід цукру.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання дослідження способу зрізу вивчалось Зуєвим М.М. і Топоровським С.А.[1, 2] Визначалась висота безкопінного зрізу гички, при якій можна оптимізувати відходи цукроносною маси в гичку для

4. Адамчук В.В. Обґрунтування моделі внесення мінеральних добрив / В.В. Адамчук // Механізація та електрифікація сільського господарства: міжвід. темат. наук. зб. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”, 2002. – Вип.86. – С.90 – 99 (укр.).

В. Адамчук, П. Косик

Исследование рассева твердых минеральных удобрений в условиях ветра

Рассмотрены вопросы рассева твердых минеральных удобрений машиной в условиях ветра. Проведены теоретические исследования с целью определения влияния ветра на частицы твердых минеральных удобрений в процессе их рассева.

V. Adamchuk, P. Kosik

Screening study of solid mineral fertilizers in windy conditions

The problem dispersion of solid fertilizer machine in wind conditions. A theoretical study to determine the effect of wind on the solid particles of mineral fertilizers in their dispersion.

Одержано 17.08.12

УДК 631.356:2

М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук, чл-кор. НААНУ, М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

М.М. Борис, доц., канд. техн. наук

Подільський державний аграрно-технічний університет

Обґрунтування технологічного процесу та конструкції машини для безкопінного зрізу гички цукрових буряків

Розроблено математичну модель безкопінного зрізу основної маси гички. Обґрунтовано технологічну схему відокремлення гички. Виготовлено трирядну машину та проведено її польові випробування.

цукрові буряки, відокремлення гички, безкопінний зріз, доочистка головок коренеплодів, гичкозбиральна машина

Постановка проблеми. В технологічному процесі збирання коренеплодів цукрових буряків існує технологічна несумісність між викопувальними та гичкозбиральними робочими органами. Це різниця в робочих швидкостях: гичкозбиральні робочі органи задовільно працюють на швидкості до 1,5 м/с, а дискові викопувальні органи можуть працювати на швидкості до 2,5 м/с. Також важливою проблемою є зменшення відходів цукроносною та залишків гички на коренеплодах. При великому вмісті гички у воросі коренеплодів зменшується вихід цукру.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання дослідження способу зрізу вивчалось Зуєвим М.М. і Топоровським С.А.[1, 2] Визначалась висота безкопінного зрізу гички, при якій можна оптимізувати відходи цукроносною маси в гичку для

діючих закупівельних цін. Розподілення висот виступання головок коренеплодів моделювалося нормальним законом, а форма головки коренеплода - конусом, зрізаним конусом та сферою. Але дані дослідження носять досить наближений характер і їх неможливо використати для моделювання процесу безкопінного зрізу.

Постановка завдання. Збирання гички цукрових буряків є однією з найбільш технічно складних операцій у вирощуванні цієї культури. Завданням вітчизняного машинобудування є випуск бурякозбиральних машин, якість роботи яких повинна відповідати агротехнічним вимогам, а функціональні та експлуатаційні показники - знаходитись на рівні кращих світових зразків.

Підвищення якісних та експлуатаційних показників процесу збирання гички цукрових буряків є науково-практичною проблемою, розв'язання якої повинно базуватись на пошуку нових методів наукових досліджень, конструктивних рішень робочих органів і компоновальних схем машин.

Виклад основного матеріалу. Гичкозбиральні машини призначені для зрізання основної маси гички з коренеплодів, доочищення головок від незрізаних залишків, видалення гички та рослинних решток із зони дії викопувальних робочих органів. При збиранні цукрових буряків необхідно якісно і без пошкоджень коренеплодів відокремити гичку.

Останнім часом в багатьох зарубіжних гичкозбиральних машинах широко застосовують ротаційні різальні апарати. При цьому є багато конструкцій таких машин, в яких ножі можуть обертатися у вертикальній чи горизонтальній площинах. При обертанні ножів в горизонтальній площині зрізуються в основному пучки гички, які можна використати на корм. Але це значно ускладнює конструкцію гичкозбиральної машини, тому що вимагає встановлення валу з ножем на кожен рядок. Кількість привідних валів з ножами відповідає рядності гичкозбиральної машини. Якщо ножі обертаються у вертикальній площині, то вони не лише зрізують пучки гички, а й подрібнюють її. Гичка в такому стані стає непридатною для згодовування вже через декілька годин після збирання. Крім цього гичка забруднюється землею. В даному випадку її необхідно розподілити на зібраному полі і використати як добриво. Для гичкозбиральної машини з обертанням ножів у вертикальній площині, достатньо одного валу для приводу робочих органів, що значно спрощує конструкцію машини. Машини з такими робочими органами можуть виконувати зріз гички на високих робочих швидкостях, що при створенні високоефективних очисників головок коренеплодів відкриває шлях до підвищення продуктивності процесу збирання.

Для вивчення можливостей безкопінного зрізу створена математична модель цього процесу [3]. Суть цієї моделі полягає в підрахунку, за допомогою методів чисельного інтегрування і теорії ймовірності, втрат цукроносної маси та маси гички, що залишилися на коренеплодах внаслідок безкопінного зрізу на одиниці площі [4;5].

Під терміном «втрати цукроносної маси» мається на увазі втрата частини головки коренеплоду внаслідок зрізу. Під терміном «залишки гички» розуміється та частина гички, яка залишилася на головці коренеплоду внаслідок зрізу вище основи зелених листків.

Згідно даної моделі, розподілення висот виступання коренеплодів над рівнем ґрунту не заперечує закон нормального розподілення [5]. Форма головки коренеплоду моделювалася зрізаним конусом, а форма залишків гички - циліндром. В результаті цього дослідження отримані теоретичні залежності для розрахунку відходів цукроносної маси та залишків гички.

Відходи цукроносної маси і залишків гички визначаються відповідно за формулами

$$BM(h, h_3) = \sum_{i=h_2}^n \left[N \cdot F \left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2} \right) \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3n} \sum_{j=0}^n c_j \cdot f(h) \right) \right],$$

$$GM(h, h_3) = \sum_{i=h_2}^n \left[N \cdot F_c \left(\frac{h_i + h_{i+1}}{2} \right) \cdot \left(\frac{h_{i+1} - h_i}{3n} \sum_{j=0}^n c_j \cdot f(h) \right) \right],$$

де n - кількість інтервалів на які розбивається зона зрізу головки коренеплоду;

N - кількість коренеплодів на одиниці площі;

$F = f(h, h_3)$ - функція, за якою визначаються відходи цукронової маси в певному інтервалі висот виступання головок коренеплодів;

$F_c = f(h, h_3)$ - функція, за якою визначаються залишки гички в певному інтервалі висот виступання головок коренеплодів;

h_i і h_{i+1} - межі інтервалу;

c_j - члени ряду, $c_j = 1, 4, 2, 4, 2, \dots, 2, 4, 1$;

$f(h)$ - функція щільності нормального розподілення.

Нами проведено моделювання процесу безкопінного зрізу на ЕОМ з використанням програми Microsoft Office Excel та інтегрованого в неї середовища програмування VBA. Побудовано графіки залежностей відходів цукронової маси та залишків гички від параметрів нормального розподілення висот виступання головок коренеплодів та висоти зрізу відносно поверхні ґрунту. Графіки залишків гички та відходів цукронової маси, при нормальному розподіленні, побудовано для реального математичного сподівання висот виступання головок коренеплодів $m = 40$ мм і приведено на рисунку 1. Внаслідок чого зроблено висновок, що досягти необхідної якості збирання гички при дотриманні агротехнічних вимог (відходи цукронової маси, залишки гички на коренеплодах) лише одним безкопінним зрізом неможливо. Тому необхідно використовувати додаткові пристрої для відокремлення гички, що залишилась на коренеплодах після зрізу.

В багатьох машинах іноземного та вітчизняного виробництва використовуються пасивні або активні дообрізчики головок коренеплодів. Використання даних робочих органів приводить до неповного дообрізання залишків гички і додаткових втрат цукронової маси. Більш раціонально, на нашу думку, використовувати гнучкі доочищувальні робочі органи, виключаючи при цьому додаткові втрати цукронової маси.

На основі проведених нами досліджень, запропонована наступна технологічна схема відокремлення гички. Процес збирання гички здійснюється у дві стадії.

Перша стадія — зрізання гички на рівні високорозташованих головок коренеплодів з одночасним її подрібненням і розкиданням по полю (або навантаженням у транспортний засіб, що рухається поряд). Друга стадія — доочищення головок коренеплодів. Першу стадію зрізання гички здійснюють роторні гичкорізи з горизонтальним валом і шарнірно підвішеними до нього ножами, другу — доочисники з активними робочими елементами.

Двостадійний процес збирання гички ми пропонуємо реалізувати за допомогою гичкозбиральної машини, створеної на базі косарки-подрібнювача КДР-1,5. Ширина захвату КДР-1,5 дозволяє збирати гичку з трьох рядків коренеплодів.

Для забезпечення першої стадії збирання гички (зріз на рівні високорозташованих коренеплодів) пропонується використати ротаційний різальний апарат косарки-подрібнювача КДР-1,5. Для доочищення головок коренеплодів пропонується дообладнати КДР-1,5 очисником.

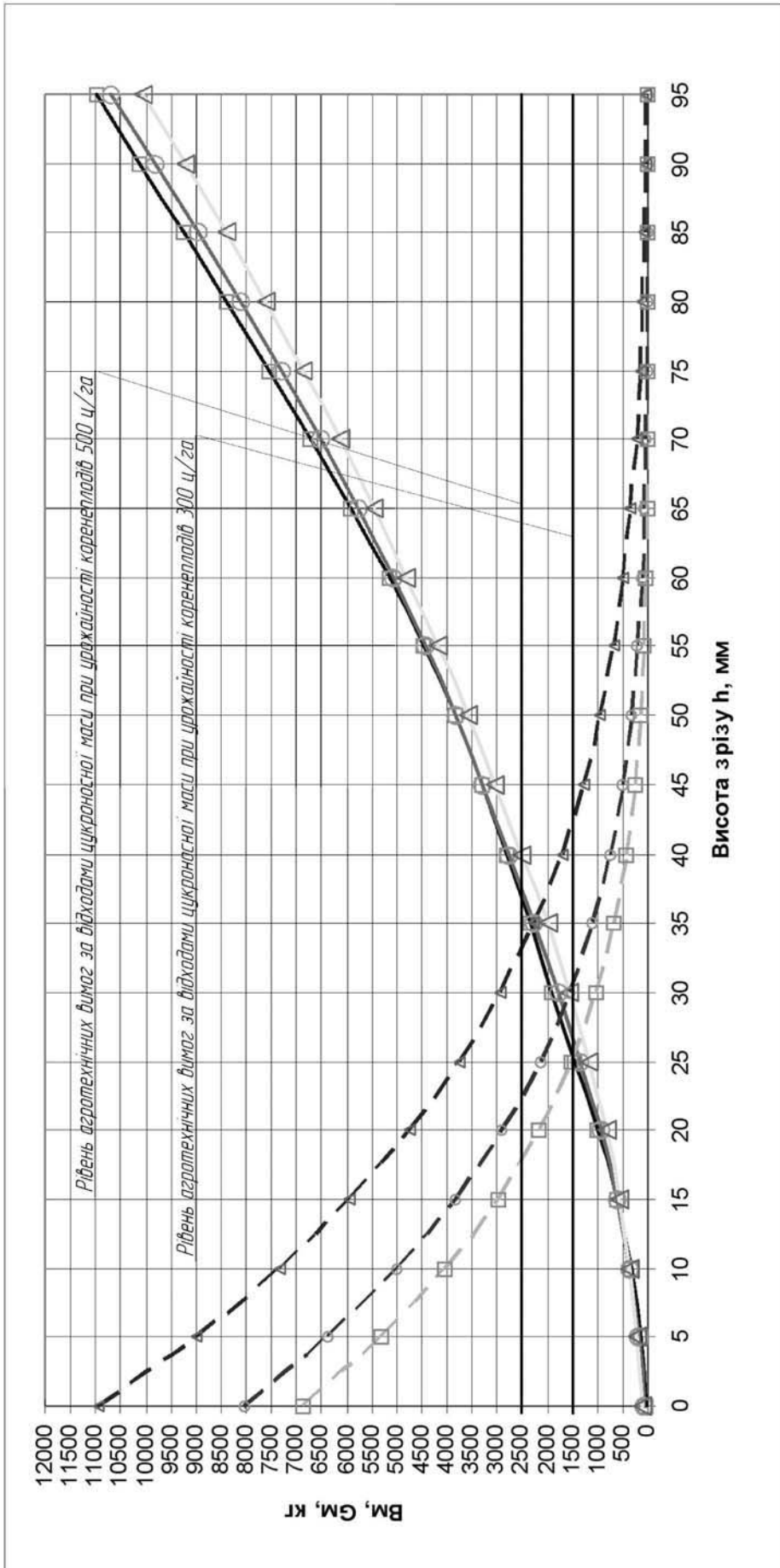


Рисунок 1. – Залежність відходів цукроносної маси та залишків гички від висоти зрізу при різних характеристиках нормального розподілу

- Відходи цукроносної маси, кг
- Залишки гички, кг
- $m = 40, \sigma = 15$
- △ $m = 40, \sigma = 20$
- $m = 40, \sigma = 30$

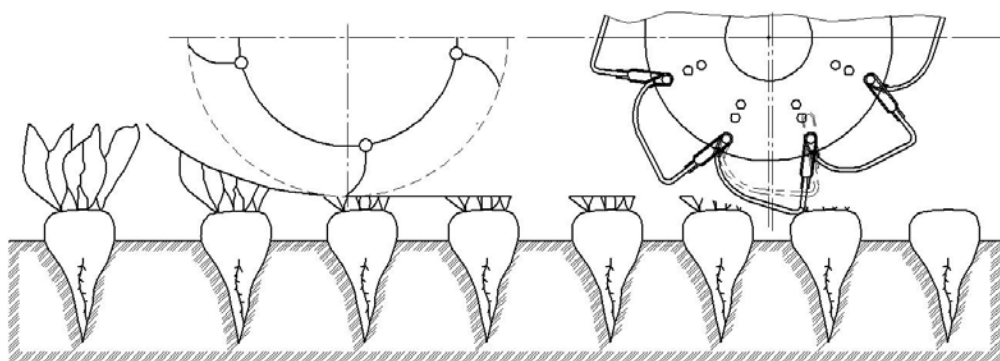


Рисунок 2 – Технологічна схема збирання гички

КДР-1,5 в якості гичкозбиральної машини має свої недоліки та переваги. Основними перевагами гичкозбиральної машини ротаційного типу є те, що, маючи усього лише один робочий орган - ротор з ножами, вона забезпечує якісне зрізання основної маси гички і транспортування її у транспортний засіб, що рухається поруч, або може розкидати подрібнену гичку на зібрану частину бурякового поля. До недоліків гичкозбиральної машини слід віднести подрібнення гички в разі її збирання в кузов транспортного засобу, деяке забруднення зібраної маси гички ґрунтовими домішками (особливо при роботі на сухому ґрунті), значні складнощі технічного обслуговування (зокрема при знятті дугоподібних ножів для заточування, заміни тощо).

Польові дослідження показали, що спостерігається забивання кожуху повітропроводу гичкою. Для усунення цього недоліку нами була змінена форма кожуха ротаційного різального апарату. Кожух змінили таким чином, щоб він забезпечував утримання зрізаної гички на лопатці г-подібного ножа від моменту зрізу до виходу на траєкторію польоту в повітропроводі. Завдяки цьому, гичка встигає набути необхідної кінетичної енергії і, злетівши по дотичній до траєкторії руху ножа, вилетіти назовні.

Досягти одним зрізом необхідної якості коренеплодів неможливо (що було показано вище), тому ми пропонуємо дообладнати КДР-1,5 ефективним очисником головок коренеплодів. Для цього розміщуємо за валом роторного різального апарату горизонтально-розміщений вал очисника. На цьому валу розміщуємо шарнірно закріплені очисні робочі органи. Робочий орган складається з гумового елемента, який містить зону очищення високо розташованих коренеплодів та зону очищення низько розташованих коренеплодів.

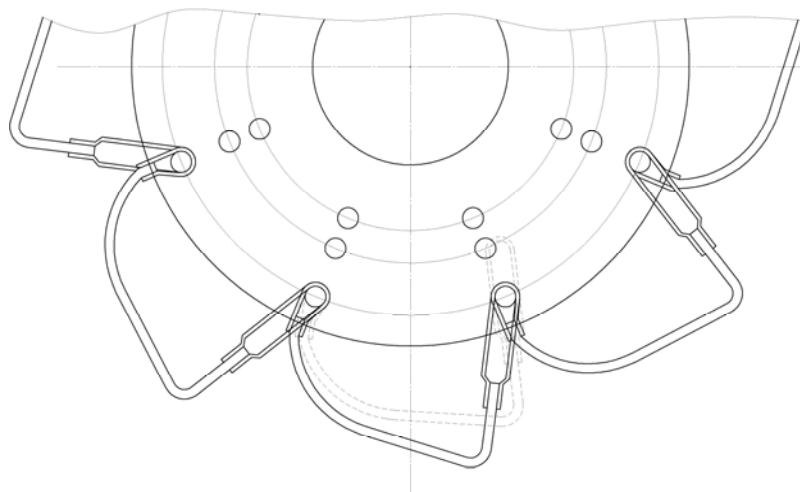


Рисунок 3 - Робочий орган для доочищення головок коренеплодів

Для забезпечення переходу двовальної машини із робочого положення в транспортне і навпаки, а також для регулювання висоти зрізу гички ми дообладнали машину механізмом підйому та регулювання висоти зрізу.

Механізм працює наступним чином. Переведення машини із робочого у транспортне положення здійснюється гідроциліндрами. Підйом машини здійснюється за рахунок переміщення опорних коліс. Вирівнювання рами машини в горизонтальній площині здійснюється підйомом або опусканням націпного пристрою.

Макетний зразок і документація на переобладнання косарки-подрібнювача КДР-1,5 розроблена в інституті механізації та електрифікації сільського господарства ПДАТУ.

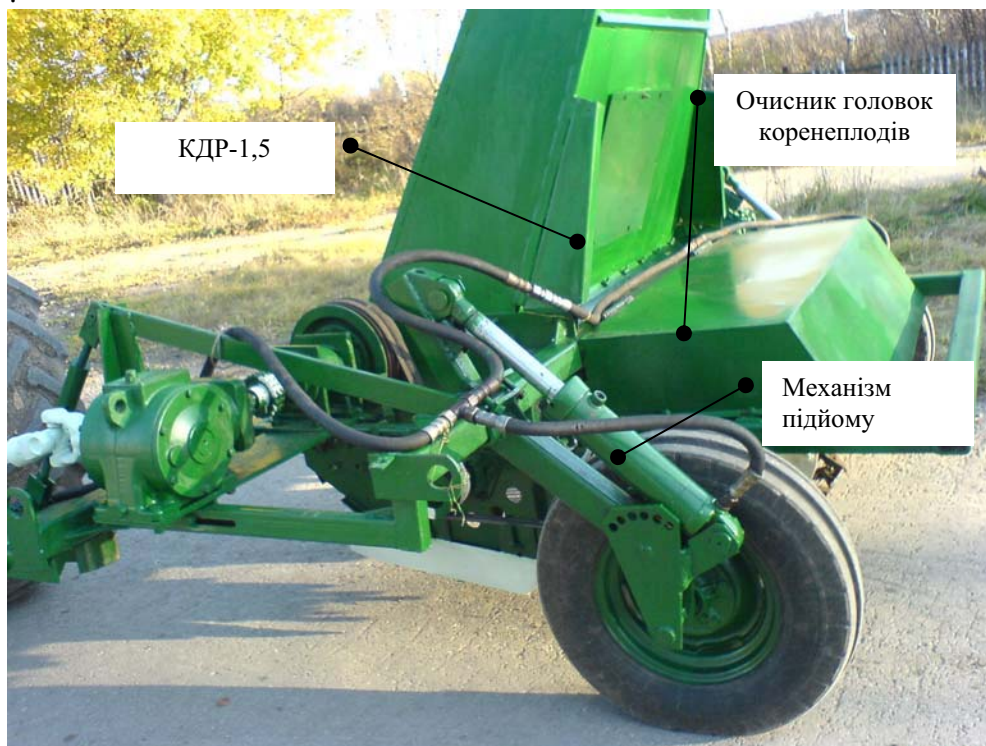


Рисунок 4 - Косарка-подрібнювач КДР-1,5 обладнана очисником головок коренеплодів

Висновки. Теоретичним шляхом підтверджено, що неможливо відокремити гичку від коренеплодів, при дотриманні агротехнічних вимог, за допомогою безкопінного зрізу. Конструктивно найбільш простою машиною для відокремлення основної маси гички є машина з горизонтальним ротором-гичкорізом. При збиранні цукрових буряків на невеликих площах доцільно застосовувати переобладнану косарку-подрібнювач КДР-1,5 в якості гичкозбиральної машини. За допомогою вище приведених теоретичних залежностей та графіків можна провести технологічне налагодження гичкозбиральних машин. При наявності у гичкозбиральній машині: вимірювача висот виступання головок коренеплодів та лічильника їх кількості, передачі інформації на обробку в бортовий комп'ютер з використанням розроблених алгоритмів та програм, можливо автоматично коригувати висоту встановлення різального апарату відносно поверхні ґрунту

Список літератури

1. Зуев Н.М., Топоровский С.А. Бескопирный срез головок корнеплодов. Сахарная свекла. М.: 1988, №6.– С. 42-45.
2. Топоровський С.А. Обґрунтування технологічного процесу і основних параметрів робочого

- органу для збирання гички цукрових буряків без копіювання голівок коренеплодів. Автореферат на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук. Київ, - 1988 р., 19 с.
3. Борис М.М. Моделювання процесу зрізу гички від коренеплодів цукрових буряків. Збірник Наукових праць Національного аграрного університету. Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків. Том 2, Київ – НАУ.– 1997. – С. 77-80.
 4. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике. К.: Наукова думка, 1974. - 743с.
 5. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1964. -576с.

М. Черновол, Н. Свирень, Н. Борис

Обоснование технологического процесса и конструкции машины для бескопирного среза ботвы сахарной свеклы

Разработана математическая модель бескопирного среза основной массы ботвы. Обоснована технологическая схема отделения ботвы. Изготовлена трёхрядная машина и проведены ее полевые испытания.

M.Chernovol, N.Sviren, N.Boris

Background and design process machinery cut tops sugar beet

A mathematical model for the bulk of the cut tops without copying the head of root crops. Sound technological scheme branch leaves. Made three-row machine and conducted its field test.

Одержано 12.10.12

УДК 621.891:631.31

В.В. Аулін, проф., канд. ф.-м. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Трибофізичне обґрунтування зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час дії РОГМ

В статті дано теоретичне обґрунтування трибофізичного підходу до закономірностей взаємодії в системі "РОГМ-ґрунт". При цьому отримано рівняння стану ґрунту у векторній формі, а також через поле напружень і деформацій.

середовище ґрунту, робочий орган ґрунтообробної машини, щільність сили, щільність ґрунту, коефіцієнт внутрішнього і зовнішнього тертя, напруження, деформація, стан ґрунту

Вступ. Надійність робочих органів ґрунтообробних машин (РОГМ) можна підвищити конструкторськими, технологічними та експлуатаційними методами, розробка яких передбачає дослідження закономірностей взаємодії РОГМ з ґрунтом, виявлення змін, що спостерігаються в поверхневих шарах матеріалу РОГМ та прилеглому до РОГМ середовищі ґрунту. Під час дії РОГМ на ґрунт відбувається зближення або віддалення частинок ґрунту, обумовлене зміною силової взаємодії між ними [1, 3]. При цьому на елемент ґрунту і РОГМ діє цілий комплекс сил: тяжіння, інерції, адгезії, тиску, тертя, зчеплення, які відносяться до двох груп: об'ємні та поверхневі сили. Серед них сили тяжіння та сили інерції відносяться до об'ємних сил, а решта – до поверхневих.

- органу для збирання гички цукрових буряків без копіювання голівок коренеплодів. Автореферат на здобуття вченого ступеня кандидата технічних наук. Київ, - 1988 р., 19 с.
3. Борис М.М. Моделювання процесу зрізу гички від коренеплодів цукрових буряків. Збірник Наукових праць Національного аграрного університету. Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків. Том 2, Київ – НАУ.– 1997. – С. 77-80.
 4. Фильчаков П.Ф. Справочник по высшей математике. К.: Наукова думка, 1974. - 743с.
 5. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. М.: Наука, 1964. -576с.

М. Черновол, Н. Свирень, Н. Борис

Обоснование технологического процесса и конструкции машины для бескопирного среза ботвы сахарной свеклы

Разработана математическая модель бескопирного среза основной массы ботвы. Обоснована технологическая схема отделения ботвы. Изготовлена трёхрядная машина и проведены ее полевые испытания.

M.Chernovol, N.Sviren, N.Boris

Background and design process machinery cut tops sugar beet

A mathematical model for the bulk of the cut tops without copying the head of root crops. Sound technological scheme branch leaves. Made three-row machine and conducted its field test.

Одержано 12.10.12

УДК 621.891:631.31

В.В. Аулін, проф., канд. ф.-м. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Трибофізичне обґрунтування зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час дії РОГМ

В статті дано теоретичне обґрунтування трибофізичного підходу до закономірностей взаємодії в системі "РОГМ-ґрунт". При цьому отримано рівняння стану ґрунту у векторній формі, а також через поле напружень і деформацій.

середовище ґрунту, робочий орган ґрунтообробної машини, щільність сили, щільність ґрунту, коефіцієнт внутрішнього і зовнішнього тертя, напруження, деформація, стан ґрунту

Вступ. Надійність робочих органів ґрунтообробних машин (РОГМ) можна підвищити конструкторськими, технологічними та експлуатаційними методами, розробка яких передбачає дослідження закономірностей взаємодії РОГМ з ґрунтом, виявлення змін, що спостерігаються в поверхневих шарах матеріалу РОГМ та прилеглому до РОГМ середовищі ґрунту. Під час дії РОГМ на ґрунт відбувається зближення або віддалення частинок ґрунту, обумовлене зміною силової взаємодії між ними [1, 3]. При цьому на елемент ґрунту і РОГМ діє цілий комплекс сил: тяжіння, інерції, адгезії, тиску, тертя, зчеплення, які відносяться до двох груп: об'ємні та поверхневі сили. Серед них сили тяжіння та сили інерції відносяться до об'ємних сил, а решта – до поверхневих.

Аналіз літературних джерел свідчить, що ефективна експлуатація РОГМ неможлива без встановлення закономірності зношування РОГМ та урахування стану, комплексу властивостей і основних характеристик ґрунту, як елементу трибосистеми (ТС) "РОГМ-ґрунт" [4-8]. Дослідження закономірностей зношування РОГМ під час дії на ґрунт вимагає передусім розгляду елементів ТС як з теоретичної, так і з експериментальної точок зору напружено-деформованого стану (НДС) ґрунту, як гетерофазного середовища, побудова його трибофізичної та реологічної моделей й розрахунку основних показників та оцінки зміни властивостей.

Метою даної роботи є трибофізичне обґрунтування зміни НДС ґрунту під час дії РОГМ.

В динаміці суцільних середовищ [9, 10] зручно мати справу не з самими силами, а з щільністю їх розподілу:

$$\bar{F}_V = \lim_{\Delta m \rightarrow 0} \frac{\Delta Q}{\Delta m} = \frac{1}{\bar{\rho}_z} \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta R}{\Delta V} = \frac{1}{\bar{\rho}_z} \frac{\delta R}{\delta V}, \quad (1)$$

де $\bar{\rho}_z$ – середнє значення щільності ґрунту в об'ємі ΔV ; ΔQ – масова сила; δR – звичайна ньютонівська сила, прикладена до елементарного об'єму δV ґрунту.

Аналогічно розглядають і щільність поверхневих сил:

$$\bar{\Phi}_{ноз} = \frac{\delta \vec{P}}{\delta S}, \quad (2)$$

де $\delta \vec{P}$, δS відповідно елемент поверхневої сили і площі.

Основна відмінність між величинами \bar{F}_V і $\bar{\Phi}_{ноз}$ полягає в тому, що \bar{F}_V є однозначною векторною функцією точок простору і часу (векторне поле), а $\bar{\Phi}_{ноз}$ – приймає в кожній точці простору значення залежні від орієнтації площинки.

Головні вектори і головні моменти об'ємних та поверхневих сил, прикладених до елемента ґрунту об'ємом V , відповідно дорівнюють:

$$\bar{R}_V = \int_V \bar{\rho}_z \bar{F}_m \delta V, \quad \bar{R}_S = \int_S \bar{\Phi}_{ноз} \delta S; \quad (3)$$

$$\bar{M}_V = \int_V (\vec{r} \times \bar{F}_m) \delta V, \quad \bar{M}_S = \int_S (\vec{r} \times \bar{\Phi}_{ноз}) \delta S, \quad (4)$$

де $\bar{F}_m = \delta \vec{Q} / \delta m$ – щільність масової сили, $\delta \vec{Q}$ – елемент сили, $\bar{\rho}_z$ – середня щільність ґрунту, \vec{r} – радіус-вектор точки прикладання сил відносно початку координат.

Враховуючи сукупність поверхневих і об'ємних сил і моментів (3)-(4), рух елемента ґрунту об'ємом V можна описати системою векторних рівнянь:

$$\left\{ \begin{aligned} \int_V \bar{\rho}_z \bar{F}_m \delta V + \int_V \bar{\Phi}_{ноз} \delta S + (1 - f_{mp}^{6H} / f_{mp}^{3H}) \int_V \bar{\rho}_z \bar{F}_m \delta V &= \int_V \bar{\rho}_z \bar{a} \delta V; \\ \int_V (\vec{r} \times \bar{\rho}_z \bar{F}_m) \bar{\rho}_z \delta V + (1 - f_{mp}^{6H} / f_{mp}^{3H}) \int_V (\vec{r} \times \bar{\rho}_z \bar{F}_m) \bar{\rho}_z \delta V + \int_S (\vec{r} \times \bar{\Phi}_{ноз}) \delta S &= \int_V (\vec{r} \times \bar{a}) \bar{\rho}_z \delta V, \end{aligned} \right. \quad (5)$$

де \bar{a} – прискорення елемента ґрунту, $\bar{\rho}_z \bar{a} \delta V$ – вектор сил інерції; $(1 - f_{mp}^{6H} / f_{mp}^{3H}) \int_V \bar{\rho}_z \bar{F}_m \delta V$ – комплексний вектор сил внутрішнього і зовнішнього тертя; f_{mp}^{3H} – коефіцієнт зовнішнього тертя; f_{mp}^{6H} – коефіцієнт внутрішнього тертя.

Зусилля, що прикладається з боку РОГМ до ґрунту, викликає його реакцію у вигляді опору, який визначається середнім напруженням:

$$\bar{\sigma} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\sum_{i=1}^k \bar{F}_k}{\Delta S}. \quad (6)$$

Сукупність значень $\bar{\sigma}$ по всій поверхні РОГМ на глибині обробітку ґрунту дає можливість побудувати епіюру напруження. Напруження виникають не тільки в точках контакту РОГМ з ґрунтом, але розповсюджуються углиб і вшир від області контакту.

Тому визначення поля напружень в даній локальній області ґрунту, в якій діє РОГМ, доцільно розглядати на основі стану рівноваги елементарного тетраедра [11,12], три грані якого є координатними площинками, а четверта - нахилена до осей координат (рис. 1).

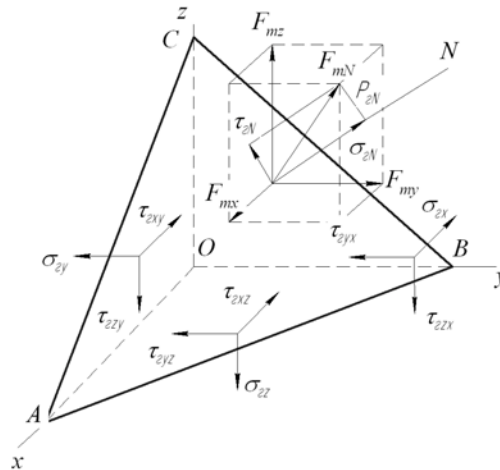


Рисунок 1 - Рівноважний стан елементарного тетраедра елемента ґрунту

При цьому напруження, що діють на кожну грань тетраедра, можна розкласти на нормальні складові $\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{zz}$ до площинки і дотичні (тангенціальних) $\tau_{xx}, \tau_{yy}, \tau_{zz}$, які в свою чергу можна розкласти на паралельних осях: $\tau_{zyx}, \tau_{zxx}, \tau_{xzy}, \tau_{zzy}, \tau_{zyz}, \tau_{xzx}$. Зазначимо, що індекс при нормальному напруженні показує уздовж якої осі вибране напруження, а для дотичного напруження - перший індекс указує напрям, другий - на вісь, що перпендикулярна площинці грані.

Орієнтацію вектору нормалі \vec{N} до грані ABC (рис. 1) визначають величини напрямних косинусів: $\cos(N, x) = l$; $\cos(N, y) = m$; $\cos(N, z) = n$. Нескінченно зменшуючи грані тетраедра, грань ABC в граничному випадку проходить через точку O. Складові повного напруження p_N , в стані рівноваги елемента ґрунту, дорівнюють:

$$\begin{cases} p_{cx} = \sigma_{xx}l + \tau_{xxy}m + \tau_{xzx}n; \\ p_{cy} = \tau_{zyx}l + \sigma_{yy}m + \tau_{zyz}n; \\ p_{cz} = \tau_{zxx}l + \tau_{zzy}m + \sigma_{zz}n. \end{cases} \quad (7)$$

Відповідно напруження σ_N , становить:

$$\sigma_{cN} = p_{cx}l + p_{cy}m + p_{cz}n. \quad (8)$$

Дотичне напруження τ_{cN} визначається із співвідношення:

$$\tau_{cN} = \sqrt{p_{cN}^2 - \sigma_{cN}^2}. \quad (9)$$

Підставляючи проєкції вектора \vec{p}_N (8) у (9), отримаємо:

$$\sigma_N = \sigma_x l^2 + \sigma_y m^2 + \sigma_z n^2 + 2\tau_{xy} lm + 2\tau_{xz} l \cdot n + 2\tau_{yz} mn. \quad (10)$$

Отже напружений стан елемента ґрунту в точці O повністю визначається тензором сукупності напружень:

$$T_{\sigma} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix}. \quad (11)$$

В елементах тензору перший індекс визначає площинку, на яку діє напруження, другий – напрям.

Значимо, що нормальне напруження вважається позитивним, якщо воно зумовлює розтяг елемента ґрунту, і негативним – його стиск. Дотичне напруження є позитивним і направлене у бік негативних напрямів відповідних осей координат, якщо зовнішня нормаль до площинки співпадає з негативним напрямом координатної осі.

Щоб отримати рівняння руху елемента ґрунту під час взаємодії з РОГМ, силове зусилля на ґрунт подамо через елементи тензору напружень (11), а рух – через вектор прискорення \vec{a}_e , тобто $\{a_{ex}, a_{ey}, a_{ez}\}$:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \bar{\rho}_e F_{mx} (1 - f_{mp}^{6H} / f_{mp}^{3H}) = \rho_e a_{ex}; \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \bar{\rho}_e F_{my} = \rho_e a_{ey}; \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \bar{\rho}_e F_{mz} = \rho_e a_{ez}. \end{cases} \quad (12)$$

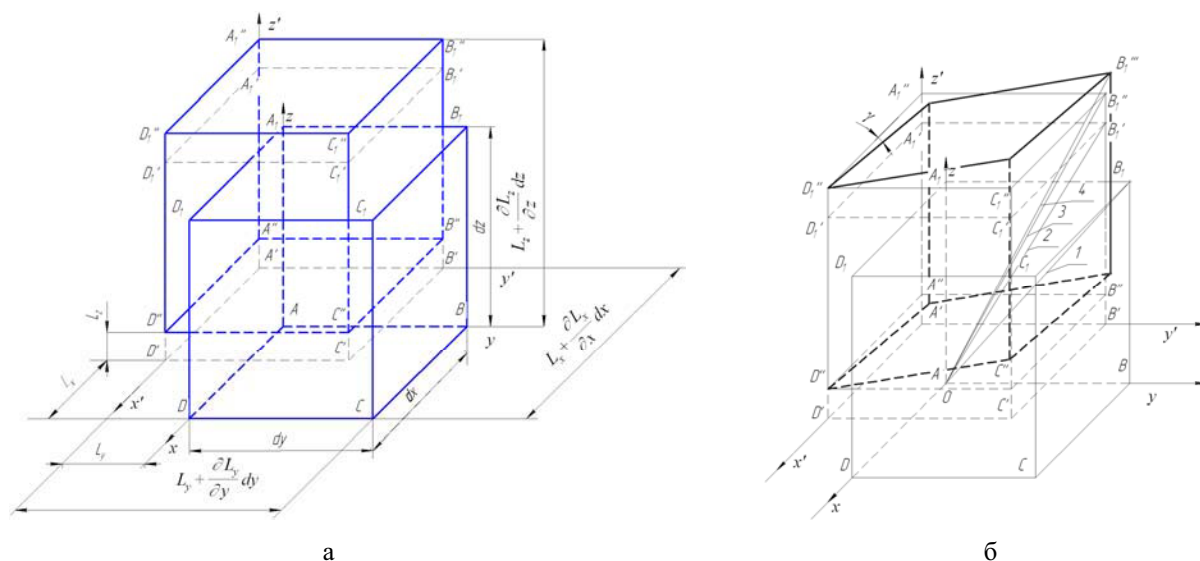
З урахуванням складових швидкості руху елемента ґрунту, система рівнянь (12) набуває вигляду:

$$\begin{cases} \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \bar{\rho}_e F_{mx} (1 - f_{mp}^{6H} / f_{mp}^{3H}) = \bar{\rho}_e \left(\frac{\partial v_{xx}}{\partial t} + v_{xx} \frac{\partial v_{xx}}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_{xx}}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_{xx}}{\partial z} \right); \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \bar{\rho}_e F_{my} = \bar{\rho}_e \left(\frac{\partial v_{xy}}{\partial t} + v_{xx} \frac{\partial v_{xy}}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_{xy}}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_{xy}}{\partial z} \right); \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \bar{\rho}_e F_{mz} = \bar{\rho}_e \left(\frac{\partial v_{xz}}{\partial t} + v_{xx} \frac{\partial v_{xz}}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_{xz}}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_{xz}}{\partial z} \right), \end{cases} \quad (13)$$

де $\bar{\rho}_e$ – середня щільність ґрунту, кг/м³; F_{mx} , F_{my} , F_{mz} – складові щільності об'ємних сил, Н/кг; v_{xx} , v_{xy} , v_{xz} – складові швидкості руху елементів ґрунту, м/с.

Система рівнянь (13) є сукупністю основних рівнянь динаміки напруженого стану ґрунту як суцільного середовища вздовж осей системи координат.

Характер деформації ґрунту під час його взаємодії з РОГМ більш наочно можна уявити на прикладі елемента ґрунту у вигляді паралелепіпеду $ABCD A_1 B_1 C_1 D_1$, ребра якого рівні dx , dy , dz (рис. 2, а), а початок системи координат знаходиться в точці A . В деформованому стані, без спотворення кутів між ребрами, елемент ґрунту має вигляд $A'B'C'D' A_1' B_1' C_1' D_1'$ - в напрямі плоского і $A''B''C''D'' A_1'' B_1'' C_1'' D_1''$ - в напрямі об'ємного переміщення.



- 1 – $(\vec{OB}_1 = \vec{dr}_0)$ – недеформований стан; 2 – $(\vec{OB}_1' = \vec{dr}_1)$ – деформований в плоскому переміщенні;
 3 – $\vec{OB}_1'' = \vec{dr}_2$ – деформований в об'ємному переміщенні; 4 – $\vec{OB}_1''' = \vec{dr}$ – деформований в об'ємному і кутовому переміщенні

Рисунок 2 - Загальний вигляд стану елемента ґрунту при деформації в напрямі плоского і об'ємного переміщення (а) і загальній лінійній та кутовій деформаціях

Лінійні переміщення точки A , а отже і деформації у напрямі осей координат позначимо відповідно через L_x, L_y, L_z . Тоді лінійне переміщення точки C у напрямі осей координат дорівнює: осі x – $L_x + \frac{\partial L_x}{\partial x} dx$, а у напрямі осі y – $L_y + \frac{\partial L_y}{\partial y} dy$ і осі z – $L_z + \frac{\partial L_z}{\partial z} dz$. Це свідчить про те, що у напрямку осей координат елемент ґрунту підлягав відносній лінійній деформації:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial L_x}{\partial x} \frac{dx}{dx} = \frac{\partial L_x}{\partial x}; \quad \varepsilon_{yy} = \frac{\partial L_y}{\partial y} \frac{dy}{dy} = \frac{\partial L_y}{\partial y}; \quad \varepsilon_{zz} = \frac{\partial L_z}{\partial z} \frac{dz}{dz} = \frac{\partial L_z}{\partial z}. \quad (14)$$

Схема загальної деформації елемента ґрунту наведено на рис. 2, б. При кутовій деформації точка D'' переміститься в точку D''' , і величина деформації $A'D'''$ стане рівною $\frac{\partial L_y}{\partial x} dx$, точка B'' переміщається в точку B''' , а величина відрізка $B'B'''$ складе $\frac{\partial L_x}{\partial y} dy$. При переміщенні елемента ґрунту величина деформації прямого кута дорівнює:

$$\gamma = \pi/2 - \angle B'''A''D''' = \angle B''A''B''' + \angle D''A''D'''.$$

Враховуючи малу величину цих кутів, можна прийняти $\angle B''A''B''' = \frac{B''B'''}{A''B''} = \frac{\partial L_x}{\partial y}$; $\angle D''A''D''' = \frac{D''D'''}{A''D''} = \frac{\partial L_y}{\partial x}$. Тоді кутову деформацію в площині $xA''y$ становить:

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial L_y}{\partial x} + \frac{\partial L_x}{\partial y}. \quad (15)$$

Аналогічно, розглядаючи відповідні грані паралелепіпеда елемента ґрунту при їх кутових деформаціях в площинах $xA''z$ та $yA''z$, маємо:

$$\gamma_{xzx} = \frac{\partial L_z}{\partial x} + \frac{\partial L_x}{\partial z}; \quad \gamma_{zyz} = \frac{\partial L_z}{\partial y} + \frac{\partial L_y}{\partial z}. \quad (16)$$

Об'єднуючі компоненти відносних лінійних і кутових деформацій, маємо систему рівнянь Коші:

$$\begin{cases} \varepsilon_{xx} = \frac{\partial L_x}{\partial x}; \\ \varepsilon_{yy} = \frac{\partial L_y}{\partial y}; \\ \varepsilon_{zz} = \frac{\partial L_z}{\partial z}. \end{cases} \quad \begin{cases} \gamma_{xyx} = \frac{\partial L_y}{\partial x} + \frac{\partial L_x}{\partial y}; \\ \gamma_{zyz} = \frac{\partial L_z}{\partial y} + \frac{\partial L_y}{\partial z}; \\ \gamma_{zxx} = \frac{\partial L_z}{\partial x} + \frac{\partial L_x}{\partial z}. \end{cases} \quad (17)$$

Для дослідження загальної деформації елементарного елемента ґрунту розмістимо точку A в початок системи координат, тобто точку O . Сформуємо при цьому елементи радіус-векторів, з'єднавши точку O і точки B_1, B'_1, B''_1, B'''_1 : $\vec{OB}_1 = \vec{dr}_0$ – недеформований стан; $\vec{OB}'_1 = \vec{dr}_1$ – деформації в плоскому переміщенні; $\vec{OB}''_1 = \vec{dr}_2$ – деформований в об'ємному переміщенні; $\vec{OB}'''_1 = \vec{dr}$ – деформації в об'ємному і кутовому переміщенні (рис. 2, б). Напрямні косинуси l, m, n , для вихідного стану елемента ґрунту дорівнюють: $l = dx/dr$; $m = dy/dr$; $n = dz/dr$. В результаті деформації вектор \vec{OB} змінює свою довжину і напрям. Точка B переміститься в точку B''' .

При цьому довжина вектора стане dr , а напрямні косинуси дорівнюють:

$$l = \frac{dx + dL_x}{dr}; \quad m = \frac{dy + dL_y}{dr}; \quad n = \frac{dz + dL_z}{dr}. \quad (18)$$

Зазначимо, що для напрямних косинусів (l_0, m_0, n_0) і (l, m, n) положень векторів \vec{dr}_0 і \vec{dr} справедливі співвідношення:

$$l_0^2 + m_0^2 + n_0^2 = 1; \quad l^2 + m^2 + n^2 = 1. \quad (19)$$

Проекції повного переміщення точки B на осі x, y, z позначимо через dL_x, dL_y, dL_z , як повні диференціали:

$$\begin{cases} dL_x = \frac{L_x}{x} dx + \frac{L_x}{y} dy + \frac{L_x}{z} dz; \\ dL_y = \frac{L_y}{x} dx + \frac{L_y}{y} dy + \frac{L_y}{z} dz; \\ dL_z = \frac{L_z}{x} dx + \frac{L_z}{y} dy + \frac{L_z}{z} dz. \end{cases} \quad (20)$$

Враховуючи (19) в (20), маємо:

$$\left(\frac{dx + dL_x}{dr} \right)^2 + \left(\frac{dy + dL_y}{dr} \right)^2 + \left(\frac{dz + dL_z}{dr} \right)^2 = 1. \quad (21)$$

Враховуючи довжину вектора початкового стану, отримаємо:

$$\left(\frac{dx + dL_x}{dr_0} \right)^2 + \left(\frac{dy + dL_y}{dr_0} \right)^2 + \left(\frac{dz + dL_z}{dr_0} \right)^2 = \left(\frac{dr}{dr_0} \right)^2. \quad (22)$$

Приймаючи до уваги в рівнянні (22) систему рівнянь Коші (17) для лінійних і кутових деформацій елемента ґрунту, а також нехтуючи квадратами перших похідних переміщень, після деяких перетворень, отримуємо:

$$\left(\frac{dr}{dr_0}\right)^2 = 1 + 2[\varepsilon_{xx}l^2 + \varepsilon_{yy}m^2 + \varepsilon_{zz}n^2 + \gamma_{xy}lm + \gamma_{xz}ln + \gamma_{yz}mn]. \quad (23)$$

Відносна загальна деформація елемента ґрунту через елементарний радіус вектор визначається виразом:

$$\varepsilon_e = (dr - dr_0) / dr_0 = dr / dr_0 - 1.$$

Звідки $(dr / dr_0)^2 = 1 + 2\varepsilon_e + \varepsilon_e^2$, оскільки $\varepsilon_e^2 \ll \varepsilon_e$, то маємо:

$$(dr / dr_0)^2 \approx 1 + 2\varepsilon_e. \quad (24)$$

Прирівнюючи праві частини рівнянь (24) і (23), отримуємо:

$$\varepsilon_e = \varepsilon_{xx}l^2 + \varepsilon_{yy}m^2 + \varepsilon_{zz}n^2 + \gamma_{xy}lm + \gamma_{xz}ln + \gamma_{yz}mn \quad (25)$$

Отже в тензорній формі деформація елемента ґрунту має вигляд:

$$T_{\varepsilon\varepsilon} = \begin{pmatrix} \varepsilon_{xx} & (1/2)\gamma_{xy} & (1/2)\gamma_{xz} \\ (1/2)\gamma_{yx} & \varepsilon_{yy} & (1/2)\gamma_{yz} \\ (1/2)\gamma_{zx} & (1/2)\gamma_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{pmatrix}. \quad (26)$$

Властивості матриці тензора деформації (26) багато в чому схожі з властивостями тензора напружень (11): $\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ji}$, а діагональні елементи є нормальними деформаціями елемента ґрунту: $\varepsilon_{xx} > \varepsilon_{yy} > \varepsilon_{zz}$.

Зазначимо, що по аналогії з теорією напруженого стану, умова $|\varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ji}| = 0$ [10], свідчить, що головні деформації елемента ґрунту є дійсними коренями кубічного рівняння:

$$\varepsilon_e^3 - J_1(\varepsilon_e)\varepsilon_e^2 + J_2(\varepsilon_e)\varepsilon_e - J_3 = 0, \quad (27)$$

$$\text{де } J_1(\varepsilon_e) = \varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}; \quad J_2(\varepsilon_e) = \varepsilon_{xx}\varepsilon_{yy} + \varepsilon_{yy}\varepsilon_{zz} + \varepsilon_{zz}\varepsilon_{xx}; \quad J_3(\varepsilon_e) = \varepsilon_{xx}\varepsilon_{yy}\varepsilon_{zz}. \quad (28)$$

Величини $J_1(\varepsilon_e)$, $J_2(\varepsilon_e)$, $J_3(\varepsilon_e)$ є інваріантами тензора деформацій відносно повороту осей координат.

Характер НДС елемента ґрунту, його руйнування і переміщення в процесі взаємодії з РОГМ залежить від умов дії навантаження з боку РОГМ, а також їх конструктивних і технологічних параметрів.

При побудові моделі взаємодії РОГМ з ґрунтом враховують НДС, процес руйнування середовища ґрунту та зміну характеристик і властивостей в області взаємодії, а також необхідність реологічного підходу до обґрунтування змін, що відбуваються в ґрунті як суцільному багатофазному середовищі.

Висновки. З точки зору трибофізичного підходу теоретично обґрунтовано напружений стан середовища ґрунту в умовах дії на нього РОГМ. Отримано основне рівняння динаміки елемента ґрунту, враховуючи сукупність поверхневих та об'ємних сил і їх моментів та напружений стан ґрунту під час дії на нього РОГМ, з урахуванням середньої щільності ґрунту, складових швидкості ґрунту та коефіцієнту тертя. На основі аналізу деформацій в напрямі плоских, об'ємних та кутових переміщень ґрунтових елементів, з урахуванням системи відповідних рівнянь Коші, отримано вираз для визначення відносної деформації в елементі ґрунту під час дії на нього РОГМ та рівняння деформованого стану середовища ґрунту.

Зазначене теоретичне обґрунтування НДС можна використовувати при оптимізації форми РОГМ, розрахунку його тягового опору, розробці конструкцій і

методів керування НДС та триботехнічними характеристиками робочих поверхонь РОГМ, а також розробці раціональних технологій обробітку ґрунту.

Список літератури

1. Аулін В.В. Динаміка зміни напружено-деформованого та зносного стану РЕ РОГМ при різних варіантах зміцнення /В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий //Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2010.-№3.- С.54-59.
2. Аулін В.В. Зношувальна здатність ґрунтового середовища та закономірності спрацювання деталей РОГМ/ В.В. Аулін, А.А. Тихий //Проблеми трибології (Problems of tribology). Хмельницький. ХНУ, 2010. – №2 – С.6-10.
3. Аулін В.В. Напружено-деформований стан ґрунту при його взаємодії з різальними елементами робочих органів ґрунтообробних машин/ В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий// Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.- Луганськ: ЛНАУ, 2009.-№3.- С. 6-17.
4. Аулін В.В. Підвищення довговічності РОГМ, зміцненням їх за різними варіантами та реалізацією ефекту самозагострювання/ В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий //Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. / вип.100.- Харків: ХНТУСГ, 2010.- С 158-165.
5. Аулін В.В. Самоорганізація геометричної форми різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин/В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий// 36. тез матеріалів міжнар. наук. практ. конф. «Ольвійський форум 2010» Секція «Трибологія та ресурсозбереження», 11-15 червня 2010.- Ялта:ЧДУ, 2010. – С.7.
6. Черновол М.І. Закономірності взаємодії різальних елементів робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом/ М.І. Черновол, В.В. Аулін, В.М. Бобрицький, А.А. Тихий/ Вісник інженерної академії України. Київ– 2008. – №3-4. – С. 196-203.
7. Черновол М.І. Обґрунтування методів зниження сил тертя ковзання РОГМ в ґрунтовому середовищі/ М.І. Черновол, В.В. Аулін, А.А. Тихий// Вісник інженерної академії України. Київ – 2009. – №3-4. – С. 231-236.
8. Черновол М.И. Повышение надежности режущих элементов рабочих органов почвообрабатывающих машин/ М.И. Черновол, В.В. Аулин, В.Н. Бобрицкий, А.А. Тихий// Сборник трудов международной научно-практической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения профессора Д.Г. Вадивасова 2-5 февраля 2009г.-С.179-185.
9. Баган М.С. Модель почвенного пласта/ М.С. Баган // Вестник ЧГАУ. - т.34. - Челябинск, 2001. - С.64-67.
10. Воронин А.Д. Основы физики почв/ А.Д. Воронин. - М: МГУ, 1986. - 214с.
11. Бледных В.В. Совершенствование рабочих органов почвообрабатывающих машин на основе математического моделирования технологических процессов: автореф. дис. докт. техн. наук.: 05.20.01 "Механизация сельскохозяйственного производства"/ В.В. Бледных. - Л.-Пушкин, 1989. - 37 с.
12. Горячкин В.П. Собрание сочинений/ В.П. Горячкин. Т.1-Т.3, М.: Колос, 1968. -720 с; 480 с; 360с.

В.Аулин

Трибофизическое обоснования изменений напряженно-деформированного состояния почвы во время действия РОПМ

В статье дано теоретическое обоснование трибофизического подхода к закономерностям взаимодействия в системе "РОПМ-почва". При этом получено уравнение состояния почвы в векторной форме, а также через поле напряжений и деформаций.

V.Aulin

Tribophysical grounds of changes of the tensely-deformed state of soil during the action of OPTM

In the article the characteristic changes of properties and tensely-deformed state of soil are considered during the action of operative parts of tillage machines. Their influence is educed on conformities to law of friction and wear in soil. The basic methods of decline of friction, wear and power-hungryness of till of soil are set forth.

Отримано 26.10.12

УДК 631.332

В.М. Булгаков , академік НААНУ, д-р техн. наук, **А.М. Борис** , інж.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

В.І. Василюк , канд. техн. наук

Відокремлений підрозділ “Ніжинський агротехнічний інститут” Національного університету біоресурсів і природокористування

М.В. Усенко , канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

Експериментальне дослідження руху мотоблока з садильною машиною на схилах

Обґрунтовано застосування розсадосадильної машини з механізмом поперечного переміщення садильних секцій. На основі багатофакторного експерименту визначено оптимальні значення факторів, при яких відхилення агрегату від заданого напрямку руху є мінімальним.

розсадосадильна машина, курсова стійкість, крутизна схилів

Постановка проблеми. Однією з основних операцій з вирощування розсадних культур є їх садіння, якісне механізоване виконання якої вирішено в рівнинних умовах з застосуванням великогабаритної техніки. Механізація даної операції викликає певні труднощі в умовах схилів (до 12°), оскільки спостерігаються процеси порушення курсової стійкості агрегатів. Отже розробка агрегату для садіння розсади в умовах схилів є актуальною і важливою задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Розсадосадильні машини СКН-6А, СРНМ-4 [5] призначені для роботи на рівнини. Застосування їх схилах призводить до відхилення від заданого напрямку руху і, відповідно, до неякісного виконання операції садіння розсади.

Найбільш перспективним є використання малогабаритної розсадосадильної машини з садильним апаратом дискового типу, яка агрегується з мотоблоком. Переваги даного агрегату, який обладнаний розробленим нами механізмом для пересування садильних секцій, описані в працях [2, 3, 4].

Постановка завдання. Визначення оптимальних значень факторів, при яких відхилення мотоблока з садильною машиною від заданого напрямку руху є мінімальним.

Виклад основного матеріалу дослідження. При плануванні і проведенні багатофакторного експерименту користувались рекомендаціями Ю.П. Адлера [1].

Прийняли вихідним параметром відхилення (см) від заданого напрямку руху (нульової лінії) агрегату на поперечному схилі крутизною 12° (максимально для умов роботи даного агрегату), а вхідними факторами – вологість ґрунту (W , %) швидкість руху агрегату (V , м/с), глибину ходу сошника (h , см). Метою даних досліджень є визначення оптимальних значень вказаних факторів (в сфері збереження заданого напрямку руху агрегату на поперечному схилі і, відповідно, зберігання прямолінійності рядків рослин чи прямолінійного руху в міжрядді культур) при роботі на схилі крутизною до 12°.

Таким чином, маємо три кількісних фактори. Проведення повнофакторного експерименту при трьох факторах з трьома рівнями дослідження вимагає проведення 27 дослідів. Планування з застосуванням симетричних некомпозиційних планів Бокса-Бенкена дозволило зменшити кількість дослідів до 15.

Планування експериментального дослідження включало такі етапи:

- кодування факторів;
- складання таблиці факторів і рівнів варіювання;
- складання матриці планування;
- реалізація плану експерименту згідно з матрицею планування;
- складання рівняння регресії для визначення коефіцієнтів;
- оцінка значущості коефіцієнтів регресії;
- перевірка адекватності отриманої математичної моделі.

Спочатку закодували фактори для переведення натуральних значень у безрозмірні величини з метою побудови плану-матриці експерименту.

Таблиця 1 – Результати кодування факторів

Фактор	Натуральне позначення	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні варіювання					
				Натуральні			Кодові		
				Верхній	Нижній	Нульовий	Верхній	Нижній	Нульовий
Вологість ґрунту W , %	X1	x1	4	26	18	22	+1	-1	0
Швидкість руху агрегата V , м/с	X2	x2	0,05	0,35	0,25	0,30	+1	-1	0
Глибина ходу сошника h , см	X3	x3	2	10	6	8	+1	-1	0

Зв'язок між кодovими і натуральними значеннями факторів встановлюється залежністю:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (1)$$

де x_i , X_i - відповідно кодове та натуральне значення i -го фактора;

X_{i0} - натуральне значення i -го фактора на нульовому рівні;

ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактора.

Нульовим вважається рівень, що займає центр інтервалу (середнє значення фактора). Результати кодування факторів наведені в таблиці 1.

Таким чином, програмою експериментальних досліджень передбачається вивчення даного питання у відповідності з планом в натуральних величинах факторів.

Для дослідження роботи експериментальної садильної машини на схилах до 12° (максимальний в даних дослідженнях і, відповідно, являє собою найбільший інтерес) застосували планування багатфакторного експерименту.

На основі таблиці 1 склали таблицю 2, в якій наведена план-матриця дослідів, значення вихідного параметру (відхилення від нульової лінії).

Таблиця 2 - План-матриця дослідів

№ дослідів	Значення кодованих факторів			Вихідний параметр y , %/год.			Середнє арифметичне значення вихідного параметра, \bar{y}_u
	x_1	x_2	x_3	y_{u_1}	y_{u_2}	y_{u_3}	
1	1	1	0	4	4	4.5	4.167
2	-1	1	0	4	4.5	4	4.167
3	1	-1	0	7	6.5	6.5	6.667
4	-1	-1	0	5.5	5	5.5	5.333
5	1	0	1	8	7.5	7	7.5
6	-1	0	1	7	7	7.5	7.167
7	1	0	-1	4	3.5	4	3.833
8	-1	0	-1	3	3	3.5	3.167
9	0	1	1	7.5	7.5	7	7.333
10	0	-1	1	8	8.5	8.5	8.333
11	0	1	-1	3	3.5	3	3.167
12	0	-1	-1	4	4.5	4.5	4.333
13	0	0	0	3	3.5	3	3.167
14	0	0	0	3	3	3	3
15	0	0	0	3.5	2.5	3	3

Відхилення $\Delta\bar{y}$ рахували від нульової лінії, яка була намічена безпосередньо перед початком руху (роботи) садильної машини на відстані 5 см від крайньої точки даної машини в нижню сторону схилу. Відстань 5 см була прийнята у відповідності з попередніми експериментами, згідно з якими це максимальна величина відхилення в найгірших умовах роботи садильного агрегату вниз по схилу.

Перевірка відтворюваності дослідів при однаковому числі повторюваностей для кожної точки плану проводиться за критерієм Кохрена, табличне значення якого позначимо $G_{\text{табл}}(0,05; n; f_u)$, де 0,05 означає 5 %-й рівень значущості (дорівнює $1-\alpha$, де α – довірча ймовірність); n – число незалежних оцінок дисперсії (число дослідів); $f_u = m_0 - 1$ – число ступенів вільності кожної оцінки, тут m_0 – число повторюваностей.

Процес відтворюваний за умови:

$$G \leq G_{\text{табл.}}(0,05; n; f_u), \quad (2)$$

де

$$G = \frac{S_{u\max}^2}{\sum_{u=1}^n S_u^2}$$

Нелінійний характер очікування функцій відгуку в області факторного простору поданий у вигляді рівняння регресії:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2. \quad (3)$$

Коефіцієнти регресії після реалізації плану експерименту визначено за такими формулами:

$$b_0 = 0,33333 \sum_{j=1}^n y_j - 0,16667 \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n x_{ij}^2 y_j ; \quad (4)$$

$$b_i = 0,08333 \sum_{j=1}^n x_{ij} y_j ; \quad (5)$$

$$b_{ii} = 0,125 \sum_{j=1}^n x_{ij}^2 y_j + 0,0625 \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^n x_{ij}^2 y_j - 0,16667 \sum_{j=1}^n y_j ; \quad (6)$$

$$b_{ir} = 0,25 \sum_{j=1}^n x_{ij} x_{rj} y_j ; \quad (7)$$

де j – номер дослідів в матриці планування;
 n – кількість дослідів в матриці планування;
 y_j – значення функції відгуку в j -му досліді;
 k – кількість факторів;
 x_{ij}, x_{rj} – кодовані значення i -го чи r -го фактору в j -му досліді;
 i, r – номери факторів.

Дисперсії коефіцієнтів регресії та їх коваріації визначено за формулами:

$$S_{b_0}^2 = 0,33333 S_y^2 ; \quad (8)$$

$$S_{b_i}^2 = 0,08333 S_y^2 ; \quad (9)$$

$$S_{b_{ii}}^2 = 0,1875 S_y^2 ; \quad (10)$$

$$S_{b_{ir}}^2 = 0,25 S_y^2 ; \quad (11)$$

$$\text{cov}_{b_0 b_{ii}} = -0,16667 S_y^2 ; \quad (12)$$

$$\text{cov}_{b_{ii} b_{rr}} = 0,0625 S_y^2 . \quad (13)$$

Значимість коефіцієнтів регресії перевіряли шляхом порівнювання абсолютної величини цих коефіцієнтів з їх довірчими інтервалами. Довірчі інтервали розраховували згідно з формулами:

$$\Delta b_0 = t_{0,05;f_1} S_{b_0} ; \quad (14)$$

$$\Delta b_i = t_{0,05;f_1} S_{b_i} ; \quad (15)$$

$$\Delta b_{ir} = t_{0,05;f_1} S_{b_{ir}} ; \quad (16)$$

$$\Delta b_{ii} = t_{0,05;f_1} S_{b_{ii}} , \quad (17)$$

де $t_{0,05;f_1}$ – табличне значення критерію Ст'юдента при 5%-му рівні значущості та $f_1 = n_0 - 1$ – числа ступенів вільності дисперсії відтворюваності (n_0 – кількість дослідів у центрі плану).

Коефіцієнт регресії вважали статистично значущим, коли його абсолютна величина більша довірчого інтервалу або рівна йому. Незначущі коефіцієнти видаляли із моделі.

Перевірку адекватності рівняння проводили за допомогою F_f – критерію Фішера. Адекватність отриманої моделі матиме місце, якщо розрахункове значення критерію $F_{f_2; f_1}^{розр.}$ менше табличного для прийнятого рівня значимості:

$$F_{f_2;f_1}^{\text{розн.}} \leq F_{0,05;f_2;f_1}^{\text{табл.}}, \quad (18)$$

де $F_{0,005;f_2;f_1}^{\text{розн.}}$ – табличне значення критерію Фішера при 5%-му рівні значущості і ступенях вільності дисперсії неадекватності f_2 та дисперсії відтворюваності f_1 .

$f_2 = n - k'$ – число ступенів вільності дисперсії неадекватності з урахуванням числа k' залишених коефіцієнтів регресії (у тому числі і b_0).

Розрахункове значення критерію Фішера становить:

$$F_{f_2;f_1}^{\text{розн.}} = \frac{S_{\text{неад.}}^2}{S_y^2}, \quad (19)$$

де $S_{\text{неад.}}^2$ – дисперсія неадекватності, яка визначена з f_2 - числом ступенів вільності;

S_y^2 – дисперсія відтворюваності експерименту, яка визначена з f_1 - числом ступенів вільності.

Згідно з матрицею планування експерименту, кількість дослідів на нульовому рівні рівна трьом. Це дозволило використати для визначення дисперсії відтворюваності експерименту таку формулу:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} (y_{0u} - \bar{y}_0)^2}{f_1}, \quad (20)$$

де u – номер дослідів в центрі плану;

y_{0u} – значення функції відгуку в u -му досліді в центрі плану;

\bar{y}_0 – середнє арифметичне значення функції відгуку отримане за результатами n_0 дослідів у центрі плану;

Дисперсію неадекватності визначали, користуючись наступною формулою:

$$S_{\text{неад.}}^2 = \frac{SS_{\text{неад.}}}{f_2}. \quad (21)$$

При розрахунку дисперсії $S_{\text{неад.}}^2$ враховували ту обставину, що при проведенні експериментів з усіх дослідів плану повторювався тільки один (дослід в центрі плану). Тому, сума квадратів $SS_{\text{неад.}}$ дорівнює:

$$SS_{\text{неад.}} = n_0 (y'_0 - \bar{y}_0)^2 + \sum_{j=1}^{n-n_0} (y'_j - y_j)^2, \quad (22)$$

де y'_0 – значення функції відгуку в досліді із центру плану, що розраховане за рівнянням регресії;

y'_j – значення функції відгуку в j -му досліді, що розраховане за рівнянням регресії;

y_j – значення функції відгуку в j -му досліді, що визначене експериментально.

Обробка даних здійснювалася на ПЕОМ за допомогою розробленої у середовищі програми Mathcad 15 даних результатів трифакторного експерименту, згідно з трирівневим планом другого порядку Бокса-Бенкена, дозволила отримати рівняння регресії, що описує відхилення від заданого напрямку руху (нульової лінії) агрегату на поперечному схилі залежно від вологості ґрунту (W , %), швидкості руху агрегату (V , м/с) і глибини ходу сошника (h , см).

Перевірка відтворюваності дослідів за критерієм Кохрена:

$$G = 0,167 \leq G_{табл}(0,05; n; f_u) = 0,335.$$

Оскільки розглядуваний процес відтворюваний, то вираховуємо коефіцієнти рівняння регресії.

Оцінка значущості коефіцієнтів регресії проводилась за допомогою критерію Стьюдента, в програмі Mathcad 15. Критерій Стьюдента при 5%-му рівні значущості та числі ступенів вільності дисперсії відтворюваності $f_1 = 2$ складає $t(0,05; 2) = 4,3$.

Довірчі інтервали коефіцієнтів регресії становлять:

$$\Delta b_0 = 0,239, \Delta b_j = 0,146, \Delta b_{jr} = 0,207, \Delta b_{jj} = 0,215. \quad (23)$$

В результаті розрахунку на ЕОМ одержано рівняння виду:

$$y = 3,056 + 0,292x_1 - 0,729x_2 + 1,979x_3 - 0,333x_1x_2 + 0,826x_1^2 + 1,201x_2^2 + 1,535x_3^2, \quad (24)$$

де x_1 – кодоване значення вологості ґрунту; x_2 – кодоване значення швидкості руху агрегату; x_3 – кодоване значення глибини ходу сошника.

Перевірку адекватності отриманого рівняння регресії (24) проводили за допомогою критерію Фішера F_p .

Розрахункове значення F_p – критерію Фішера становило: $F_p = 7,141$ при дисперсії неадекватності $S_{неад}^2 = 0,054$ і дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 0,0092$.

Табличне значення критерію Фішера при прийнятому 5%-му рівні значущості складало:

$$F_m(0,05; f_2; f_1) = 19,4, \quad (25)$$

де f_2 – число ступенів вільності дисперсії неадекватності ($f_2 = 7$); f_1 – число ступенів вільності дисперсії відтворюваності ($f_1 = 2$).

Оскільки $F_p = 5,85 \leq F_{табл}(0,05; f_2; f_1) = 19,4$, то отримана модель адекватна.

Остаточне рівняння із факторами в натуральному виді набуде вигляду:

$$y(W, V, h) = 79,713 - 1,6996W - 266,25V - 5,149h - 1,667W \cdot V + 0,052W^2 + 480,55V^2 + 0,383h^2. \quad (26)$$

За отриманим рівнянням регресії (26) було побудовано поверхню відгуку (рис.1), яка показує залежність відхилення агрегату $\Delta \bar{y}$ від швидкості руху V і глибини занурення h сошника при сталій вологості ґрунту W .

Аналіз отриманої моделі і дослідні дані показали, що вплив фактору x_1 (вологість ґрунту W) на значення виходу малий і тому його можна стабілізувати на нульовому рівні, який є найбільш розповсюдженим при проведенні експериментів, тобто $W \approx 22\%$. Найбільш прийнятне з експлуатаційної точки зору глибина ходу сошника $h \approx 9$ см.

Слід зазначити, що найкраще значення функції відгуку рівне 5 см, що відповідає практично паралельному руху агрегату відносно нульової лінії. Отже оптимальні значення факторів: $W \approx 22\%$, $h \approx 9$ см, $V \approx 0,3$ м/с, при яких відхилення $\Delta \bar{y}$ агрегату від заданого напрямку руху становить 5 см, що і показує наочно поверхня відгуку на рисунку 1

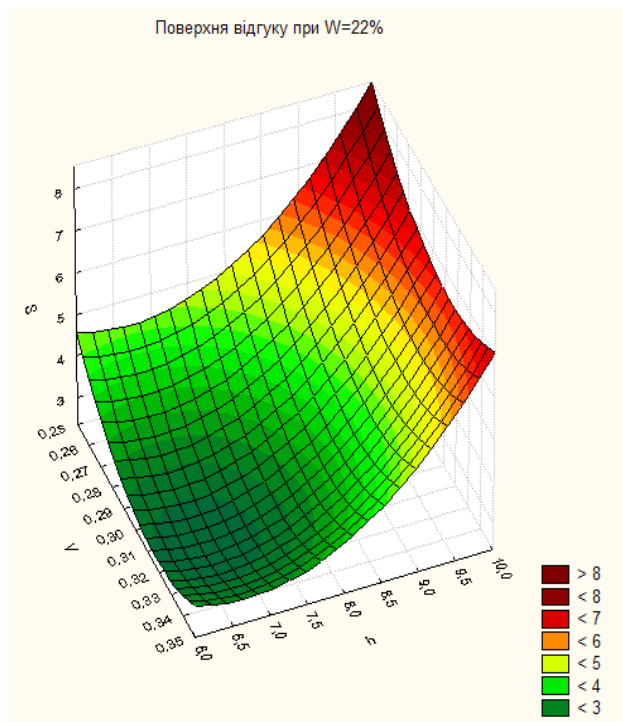


Рисунок 1 – Поверхня відгуку математичної моделі для садильного агрегату

Висновок. Експериментальні дослідження підтверджують, що основні параметри садильної машини забезпечують курсову стійкість експериментального агрегату при роботі на схилах крутістю до 12°.

Список літератури

1. Адлер Ю.П. Теория эксперимента: прошлое, настоящее, будущее / Ю.П. Адлер. – М.: Знание, 1962. – 64 с.
2. Войтович В.В. Визначення сил і зміщень розсадосадильного агрегату при роботі на поперечних схилах / В.В. Войтович, М.В. Усенко // Наук. вісн. Нац. аграр. ун-ту: зб. наук. пр. – 2005. – № 92/2 – С. 41-46.
3. Войтович В.В. Визначення сил, що діють на сошник садильної машини з пересувними секціями / В.В. Войтович, М.В. Усенко // Зб. наук. праць ВДАУ. – 2005. – Вип. 23 - С. 156-162.
4. Пат. 77774 Україна, МКВ А01С 11/02, А01В 15/00. Розсадосадильна машина / Усенко М.В., Войтович В.В., Божидарник В.В.; Луцький державний технічний університет. – № 20041008388; заявл. 15.10.2004; опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.
5. Чубарин М.И. Рассадопосадочные машины / М.И. Чубарин. –М.: Машиностроение, 1972. –209 с.

В.Булгаков, А.Борис, В.Василюк, М.Усенко

Экспериментальное исследование движения мотоблока с посадочной машиной на склонах

Обосновано применение рассадопосадочной машины с механизмом поперечного перемещения посадочных секций. На основе многофакторного эксперимента определены оптимальные значения факторов, при которых отклонения агрегата от заданного направления движения минимальны.

V.Bulgakov, A.Boris, V.Vasiljuk, M, Usenko

Research of process of the deflection of movement direction on slopes of the motor-block with seedlings planting machine

The employment of seedlings planting machine with the mechanism of transverse displacement of planting sections is substantiated. On the basis of multiple-factor experiment optimum values of factors by which the deflections of the unit of the set direction of movement are minimum are defined.

Одержано 12.10.12

УДК 631.331.54

**В. В. Амосов, М.М. Косінов, І. М. Осипов, доценти, кандидати технічних наук,
В.А. Пашинський, проф., д-р техн. наук**
Кіровоградський національний технічний університет

Вплив кута нахилу поверхні відбивача зайвого насіння на точність сівби

Теоретично та експериментально визначено вплив геометричних параметрів перерізу пластинчатого відбивача зайвого насіння вакуумного пневмомеханічного висівного апарата на рівномірність розподілу насінин по довжині рядка.
вакуумний пневмомеханічний висівний апарат, відбивач зайвого насіння, рівномірність розподілу насінин

Ряд дослідників [1, 2] вважають форму та розміри відбивача зайвого насіння вакуумного пневмомеханічного висівного апарата (ВПМВА) найсуттєвішими чинниками, які впливають на рівномірність розподілу насінин по довжині рядка. Це найважливіший показник якості роботи висівних апаратів просапних сівалок, від якого, в першу чергу, залежить врожайність.

Метою даної роботи є підвищення якості висіву вакуумним пневмомеханічним висівним апаратом сівалки УПС-8 шляхом заміни серійного відбивача зайвого насіння на експериментальний з оптимізованою формою поверхні.

Конструкція та геометричні параметри пластинчатого відбивача в плані були проаналізовані у попередній статті [3]. Було зазначено, що насінина максимального діаметра торкається поверхні відбивача при відстані $S = S_{кас}^{max}$ (ця величина залежить не тільки від розміру насінини, але і від форми та розмірів перерізу відбивача і поверхні присмоктувального отвору.).

Форма та параметри пластинчатого відбивача в перерізі визначаються товщиною пластини (рис. 1, 2) та кутом нахилу робочої поверхні до поверхні висівного диска ψ . Вони мають сприяти скиданню зайвих насінин і забезпечити відсутність заклинювання насінини між поверхнями відбивача та присмоктувального отвору.

Робоча поверхня відбивача може займати перпендикулярне до поверхні висівного диска положення (рис. 1, а, 2, а), або нахилене під кутом $\psi < 90^0$ (рис. 1, б, 2, б).

У момент торкання відбивача з насіниною висота (товщина) пластини відбивача може бути більше (рис. 1, а) або менше (рис. 1, б, 2, а) висоти центра мас насінини над площиною висівного диска h_k . Величина h_k визначається розмірами та формою поверхні присмоктувального отвору і насінини.

Поверхня присмоктувального отвору може бути циліндричною, що має гостру кромку, мати конічне або плавне розширення у бік насінневої камери у формі частини поверхні тору.

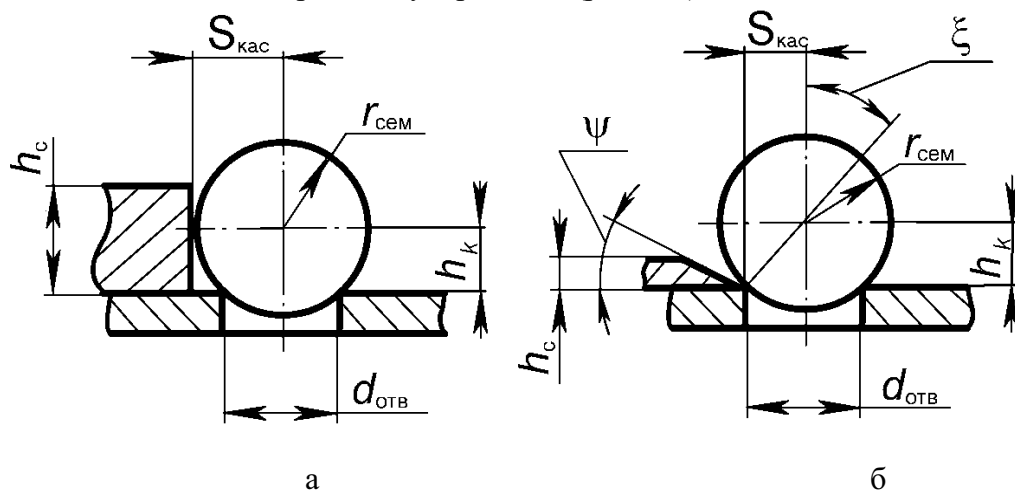
Якщо поверхня присмоктувального отвору циліндрична, то висота центра мас насінини над поверхнею висівного диска визначається залежністю (рис.2)

$$h_k = MF = \sqrt{MB^2 - BF^2} = \sqrt{r_{сем}^2 - r_{отв}^2} \quad (1)$$

Відстань $S_{кас}$ при куті $\psi=90^0$ знаходимо з ΔAEM

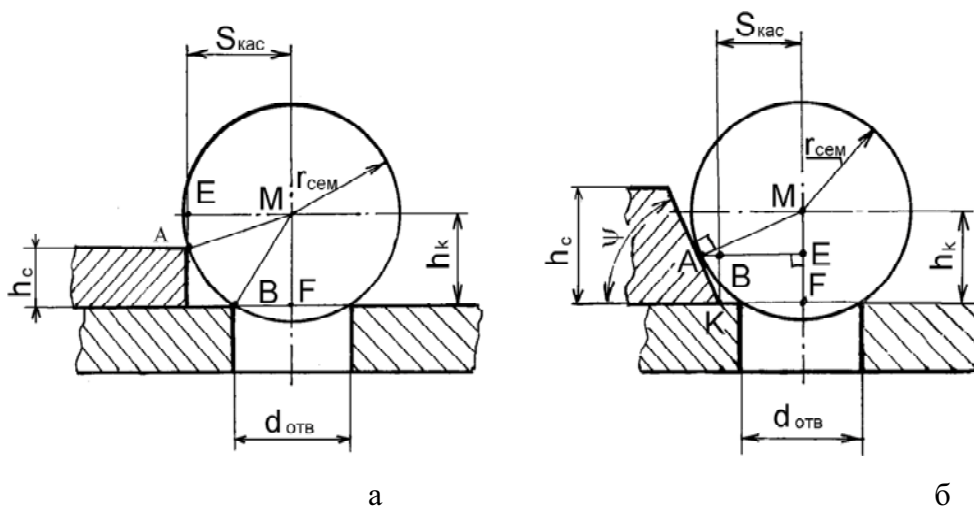
$$S_{\text{кас}} = EM = \sqrt{AM^2 - EA^2} = \sqrt{r_{\text{сем}}^2 - (h_{\text{к}} - h_{\text{с}})^2}. \quad (2)$$

Для визначення відстані точки торкання насінини з робочою поверхнею відбивача, що розташована під кутом $\psi < 90^\circ$ до поверхні висівного диска, при $h_{\text{с}} > h_{\text{к}}$ і циліндричній поверхні присмоктувального отвору опустимо з точки А контакту насінини зі відбивачем перпендикуляр на MF (рис.2, б).



а- $\psi = 90^\circ$, $h_{\text{с}} > h_{\text{к}}$; б- $\psi < \arcsin(r_{\text{отв}}/r_{\text{сем}})$

Рисунок 1 – Поперечні перерізи відбивачів зайвого насіння у момент торкання з насіниною



а- з верхньою кромкою ($\psi = 90^\circ$ і $h_{\text{с}} < h_{\text{к}}$); б- з робочою поверхнею відбивача ($\psi < 90^\circ$; $h_{\text{с}} > h_{\text{к}}$)

Рисунок 2 – Схема торкання насінини

У прямокутному $\triangle MEA$ $\angle AME = \psi$ як кути зі взаємно перпендикулярними сторонами, тому $AE = AM \cdot \sin \psi = r_{\text{сем}} \cdot \sin \psi$ та $ME = r_{\text{сем}} \cdot \cos \psi$.

Розглянемо $\triangle ABK$ –прямокутний. У ньому $\angle BAK = \psi$ як внутрішні навхрест лежачі, тому $AB = \frac{BK}{\text{tg} \psi}$. З прямокутника $BEFK$ випливає $BK = EF$, а $BE = KF$ і

оскільки $EF = MF - ME = h_{\text{к}} - r_{\text{сем}} \cdot \cos \psi$, то і $BK = h_{\text{к}} - r_{\text{сем}} \cdot \cos \psi$ та

$$AB = \frac{h_{\text{к}} - r_{\text{сем}} \cdot \cos \psi}{\text{tg} \psi}.$$

$$\begin{aligned}
 \text{Очевидно } S_{\text{кас}} &= KF = BE = AE - AB = r_{\text{сем}} \sin \psi - \frac{h_k - r_{\text{сем}} \cos \psi}{\operatorname{tg} \psi} = \\
 &= r_{\text{сем}} \cdot \sin \psi - \frac{h_k \cdot \cos \psi - r_{\text{сем}} \cdot \cos^2 \psi}{\sin \psi} = \\
 &= \frac{r_{\text{сем}} \sin^2 \psi - h_k \cdot \cos \psi + r_{\text{сем}} \cdot \cos^2 \psi}{\sin \psi} = \\
 &= \frac{r_{\text{сем}} (\sin^2 \psi + \cos^2 \psi) - h_k \cos \psi}{\sin \psi} = \\
 &= \frac{r_{\text{сем}} - h_k \cdot \cos \psi}{\sin \psi} = r_{\text{сем}} \cdot \operatorname{cosec} \psi - h_k \operatorname{ctg} \psi.
 \end{aligned}$$

Таким чином, якщо поверхня відбивача нахилена під кутом $\psi < 90^\circ$ до поверхні висівного диска, то торкання відбивача з насінною відбудеться при

$$S_{\text{кас}} = \frac{r_{\text{сем}} - h_k \cos \psi}{\sin \psi}. \quad (3)$$

Якщо $h_c < h_k - r_{\text{сем}} \cos \psi$, то $S_{\text{кас}} = \sqrt{r_{\text{сем}}^2 - (h_k - h_c)^2}$.

Визначимо висоту центра мас насінини над площиною робочої поверхні висівного диска у випадку, коли поверхня присмоктувального отвору має конічне розширення (рис. 3,а).

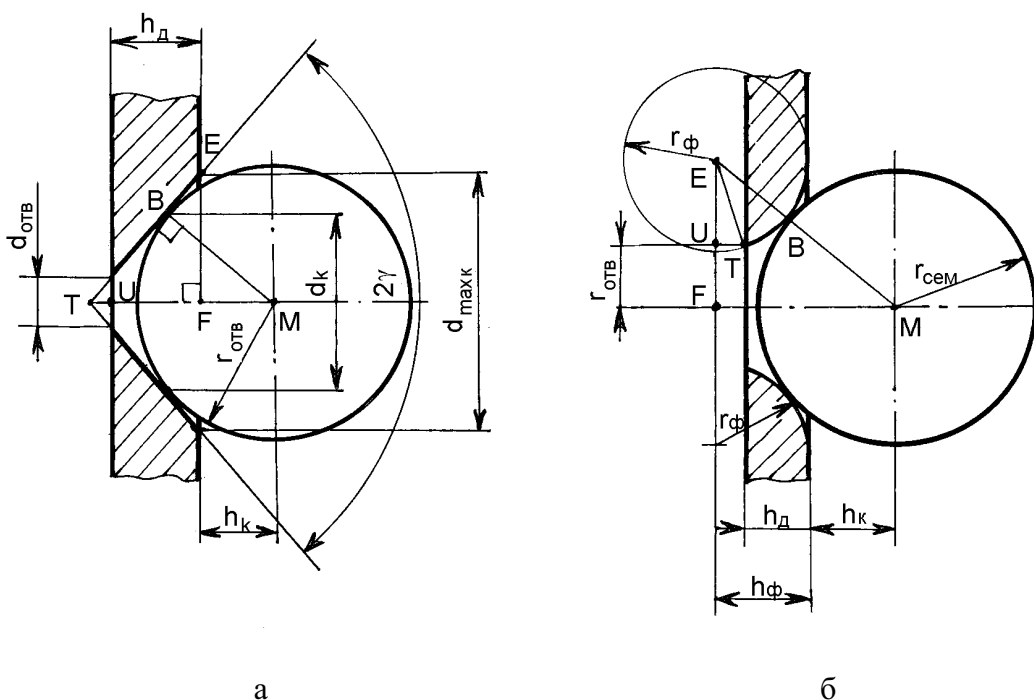


Рисунок 3 – Схема торкання насінини з конусною (а) та тороїдальною (б) поверхнею присмоктувального отвору

Розглянемо випадок, коли поверхня присмоктувального отвору не має циліндричної частини.

Розміри конічного отвору пов'язані між собою співвідношенням

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{r_{\text{макс}} - r_{\text{омс}}}{h_\delta},$$

де $r_{омв}$ – мінімальний радіус присмоктувального отвору ($r_{омв} = d_{омв}/2$),

$r_{макк}$ – максимальний радіус конічної поверхні присмоктувального отвору ($r_{макк} = d_{макк}/2$);

γ – кут між віссю та твірною конуса присмоктувального отвору або

$$r_{макк} = r_{омв} + h_{\delta} \operatorname{tg} \gamma.$$

З прямокутного $\triangle EFT \Rightarrow TF = \frac{EF}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{r_{макк}}{\operatorname{tg} \gamma}.$

З прямокутного $\triangle TBM \Rightarrow TM = \frac{BM}{\sin \gamma} = \frac{r_{сем}}{\sin \gamma}.$

Очевидно

$$\begin{aligned} h_{\kappa} &= FM = TM - TF = \frac{r_{сем}}{\sin \gamma} - \frac{r_{макк}}{\operatorname{tg} \gamma} = \\ &= \frac{r_{сем}}{\sin \gamma} - \frac{r_{макк} \cos \gamma}{\sin \gamma} = \frac{r_{сем} - r_{макк} \cos \gamma}{\sin \gamma}. \end{aligned}$$

Визначимо висоту центра мас насінини над площиною робочої поверхні висівного диска у випадку, коли поверхня присмоктувального отвору має плавне розширення тороїдальної форми.

Вважаємо, що робоча поверхня висівного диска є дотичною до поверхні тора ($h_{\phi} = r_{\phi}$), а $r_{\phi} > h_{\delta}$ (рис.3,б).

З прямокутного $\triangle EUT$ маємо

$$EU = \sqrt{r_{\phi}^2 - (r_{\phi} - h_{\delta})^2} = \sqrt{2r_{\phi} \cdot h_{\delta} - h_{\delta}^2}.$$

Рішенням прямокутного $\triangle EFM$ визначено

$$EF = EU + UF = \sqrt{2r_{\phi} \cdot h_{\delta} - h_{\delta}^2} + r_{омв}$$

Тоді

$$FM = \sqrt{EM^2 - EF^2} = \sqrt{(r_{\phi} + r_{сем})^2 - (\sqrt{2r_{\phi} \cdot h_{\delta} - h_{\delta}^2} + r_{омв})^2}.$$

Очевидно $FM = r_{\phi} + h_{\kappa}$, звідки

$$h_{\kappa} = FM - r_{\phi} = \sqrt{(r_{\phi} + r_{сем})^2 - (\sqrt{2r_{\phi} \cdot h_{\delta} - h_{\delta}^2} + r_{омв})^2} - r_{\phi}. \quad (4)$$

Якщо $h_{\delta} = r_{\phi}$, то $h_{\kappa} = \sqrt{(r_{\phi} + r_{сем})^2 - (r_{\phi} + r_{омв})^2} - r_{\phi} =$

$$= \sqrt{(r_{сем} - r_{омв})(r_{сем} + r_{омв} + 2r_{\phi})} - r_{\phi}. \quad (5)$$

Відстань $S_{кас}$ (рис.1, 2) між нижньою кромкою робочої поверхні відбивача та колом присмоктувальних отворів в момент торкання насінини зі відбивачем залежить від форми перерізу та висоти пластинчастого відбивача.

Рівномірність висіву оцінюється коефіцієнтом варіації інтервалів між насінинами у рядку $\kappa_{в}$ і визначається на спеціально розробленому в КНТУ лабораторному стенді [4, 5].

Стенд оснащений програмованим мікропроцесорним пристроєм, призначеним для оперативної оцінки якості розподілу насінин у потоці, який формується висівним апаратом.

Для проведення досліджень виготовлено відбивач зайвого насіння зі змінними формою та параметрами робочої поверхні (рис.4). Форма робочої поверхні характеризується кутом нахилу робочої поверхні до поверхні висівного диска ψ . Вона змінюється встановленням відповідних знімних секторів. Комбінуючи параметрами секторів, в експерименті змінювали кут нахилу робочої поверхні до поверхні висівного диска.



Рисунок 4 – Відбивач зайвого насіння

Експерименти проводились згідно стандартної методики випробування посівної техніки [6].

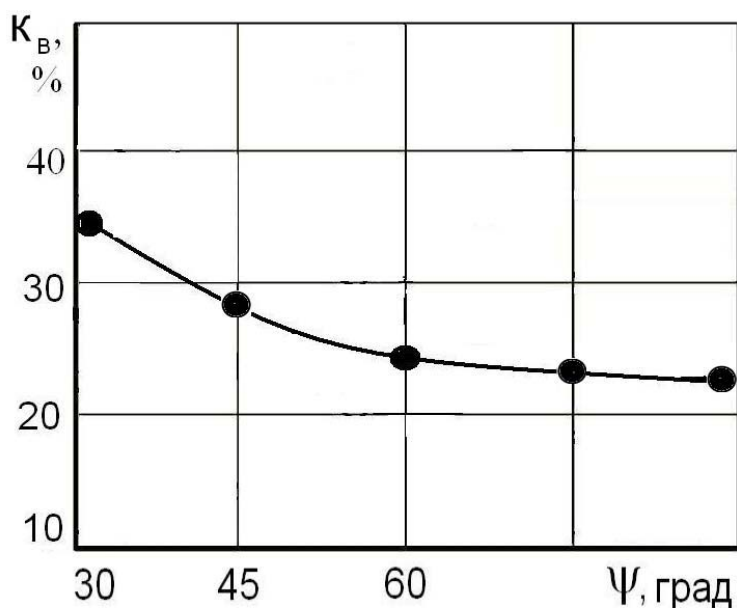


Рисунок 5 – Вплив кута нахилу робочої поверхні відбивача на точність посіву

Вивченням впливу кута нахилу робочої поверхні ψ на ефективність скидання зайвого насіння і точність виконання технологічного процесу встановлено, що зі зменшенням кута нахилу точність висіву падає. Тобто, найкраще відповідає призначенню відбивач, у якого робоча поверхня виконана під прямим кутом до площини висівного диска. Пояснити це, очевидно, можна тим, що основним діючим актом при скиданні зайвого присмоктаного до отвору насіння є його зсув по поверхні висівного диска. При цьому зайве насіння виходить із поля дії присмоктувальної сили і відокремлюється від диска, а те, до якого прикладене зусилля відбивача, заходить в присмоктувальний отвір. В результаті таких дій формується рівномірний потік насіння, яке висівається в борозну.

Тому, без ускладнення конструкції і для кращого виконання процесу доцільно виконувати відбивачі з робочою поверхнею перпендикулярною до площини висівного диска.

Список літератури

1. Комаристов В.Е. Исследование пневматического аппарата для высева семян пропашных культур / В.Е. Комаристов, Н.Н. Петренко, Л.Д. Игнатенко // Конструирование и технология производства с.-х. машин: респ. межвед. науч.-техн. сб.– К. : Техника, 1975 .– Вып.5 .– С.31–35.
2. Ликкей А.В. Анализ качества работы высевающего аппарата сеялки СУПН-8 при высеве семян кукурузы / А.В Ликкей., К.Г. Иваница, Л.Г. Мецишена // Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин: респ. межвед. науч.-техн. сб. – К. : Техника, 1986 .– Вып. 16 .– С.18–23.
3. Амосов В.В. Вплив відбивача зайвого насіння на якість виконання посіву/ Амосов В.В., Косінов М.М., Осипов І.М. // Техніка в с.-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2009.–Вип. 22.– С. 74–79.
4. Бойко А. І. Експериментальне визначення раціональних параметрів вакуумного пневмомеханічного висівного апарата/ Бойко А. І., Амосов В. В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.- Кіровоград: КНТУ, 2006.– Вип. 36.– С.108–110.
5. Пархоменко М.Д. Устройство регистрации семенного потока / М.Д. Пархоменко, А.А. Лукьяненко, И.Н. Горевой // Проблемы разработки, производства та експлуатації с.-г. техніки. – Кіровоград: КІСМ, 1995.– С.132–137.
6. РД 10.5.1-91 Випробування сільськогосподарської техніки. Машини посівні. Програма і методи випробувань.

В.Амосов, М.Косінов, І.Осіпов, В.Паши́нський

Влияние угла наклона поверхности отражателя лишних семян на точность посева

Теоретически и экспериментально определено влияние геометрических параметров сечения пластинчатого отражателя лишних семян вакуумного пневмомеханического высевающего аппарата на равномерность распределения семян по длине рядка.

V. Amosov, M. Kosinov, I. Osipov, V. Pashinskiy

The influence of the angle of the reflector extra precision sowing seed

Theoretically and experimentally determined the effect of the geometric parameters of the reflector plate section excess vacuum rotor seed sowing machines on the uniformity of the distribution of seeds along the row.

Одержано 15.10.12

УДК 631.331

В.В. Абрамова, асп., О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, Д.І. Петренко, канд. техн. наук, Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн. наук, М.М. Шокін, магістр
Кіровоградський національний технічний університет

Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата

В статті розглядаються проблеми якості виконання технологічного процесу висіву насіння просапних культур пневмомеханічними висівними апаратами.

просапні сівалки, агротехнічні вимоги, пневмомеханічний висівний апарат

В Україні просапні культури займають значні площі посіву. До 50-х років просапні культури висівали звичайними зерновими сівалками. Тільки після того, як промисловість почала випускати спеціальні кукурудзяні і бурякові сівалки, почали застосовуватись нові, більш сучасні способи посіву – гніздовий, квадратно-гніздовий, пунктирний, точний [1].

Для посіву насіння просапних культур використовується велика номенклатура сівалок, що пов'язано з відмінністю фізико-механічних та технологічних властивостей насіння різних культур, норм висіву, глибини посіву, рядності та способу посіву.

До сучасних просапних сівалок ставляться високі вимоги по забезпеченню продуктивності, підвищенню точності висіву та загортання насіння на задану глибину, зниження травмування насіння та зменшення витрат праці на операціях по догляду за рослинами. Це ставить задачі подальшого удосконалення конструкцій сівалок, приділяючи особливу увагу висівним апаратам.

Висівний апарат є одним з найбільш важливих робочих органів сівалки, який суттєво впливає на точність висіву насіння. Висівні апарати повинні створювати рівномірний та безперервний потік насіння, забезпечувати стійкий висів насіння встановленої норми незалежно від швидкості руху сівалки, ступеня наповнення, ухилів, коливань насінневого ящика при переміщенні по полю, не травмувати насіння, бути універсальними, простими за будовою та мати надійне і зручне регулювання норми висіву. Тому переваги та недоліки сівалок, головним чином, визначаються роботою висівних апаратів.

За принципом роботи висівні апарати діляться на механічні, пневматичні, пневмомеханічні та гідравлічні.

Аналізуючи літературні джерела, можна відзначити, що найбільш розповсюдженими на сівалках для посіву просапних культур є пневмомеханічні висівні апарати [2, 3, 4].

Як відомо, технологічний процес роботи пневмомеханічного висівного апарата складається з наступних операцій [5, 6]:

- надходження насінин із бункера в насінневу камеру;
- захоплення насінин присмоктувальним отвором диска;
- рух насінин із диском, видалення зайвих насінин відбивачем, подальший рух одиничної насінини з диском;
- відокремлення насінини від диска;

- рух насінини до дна борозни;
- укладання насіння на ущільненому дні борозни.

Дослідженнями процесів точного висіву пневмомеханічними висівними апаратами займалися Б.І. Журавльов, Д.Г. Вальянов, Л.С. Зенін, В.П. Чічкін, В.Ф. Семенов, М.О. Свірень, В.В. Амосов та ін.

Процес відокремлення насінини із загальної маси та захоплення її присмоктуючим отвором висівного диска складний і на початковому етапі досить важливий, оскільки суттєво впливає на якість роботи висівного апарата.

Згідно результатів експериментальних досліджень [6], на процес захоплення насінин і якість заповнення комірок висівного диску мають вплив кінематичні і аеродинамічні параметри повітряної системи, а також форма отворів, яка може бути досить різноманітною.

Наступним технологічним процесом пневматичного висівного апарата є відокремлення від отворів висівного диска зайвих насінин, що присмокталися в процесі відбору. Скидання зайвих насінин відбувається внаслідок зміщення насінин від центра присмоктувального отвору у напрямку центра кола присмоктувальних отворів. В результаті зміщення одна насінинка наближається до центра отвору, а зайві насінини віддаляються, внаслідок чого зусилля присмоктування, що діє на них зменшується, і насінини видаляються. При цьому застосовуються відбивачі, що відрізняються за формою та принципом дії (механічні, вібраційні або пневматичні та ін). Відбивач в процесі своєї роботи повинен забезпечувати скидання зайвого насіння, не пошкоджуючи його.

Досить суттєвою проблемою при виконанні технологічного процесу висіву пневмомеханічними висівними апаратами є пропуски, тобто незаповнені насінням комірки висівного диска. Оптимальний розподіл насіння у рядку досягається при виконанні умови повного заповнення комірок висівного диска без пропусків. Відбір насінини із загальної маси, утримання її в комірці диска і транспортування до місця скидання здійснюється повітряним потоком, який створюється за рахунок різниці тисків між порожнинами висівного елемента. В той же час на насінину, що присмокталася до комірки висівного диска, діють різнонаправлені сили, у тому числі від сусідніх насінин, що знаходяться в активному шарі забірної камери. Утримання насінин біля присмоктуючих отворів можна забезпечити за рахунок збільшення сили тертя або зниження ймовірності прямого центрального співудару насінин, що присмокталася з іншими насінинами. [7].

Л.С. Зенін визначив, що на силу присмоктування впливає форма насіння [8]. Очевидно, що у тих випадках, коли насіння повністю перекриває присмоктуючий отвір висівного диска, присмоктуюча сила дорівнює:

$$F_{np} = \Delta P \cdot f_{ome}, \quad (1)$$

де F_{np} – присмоктуюча сила, Н;

ΔP - величина розрідження у висівному апараті, мм. вод. ст.;

f_{ome} – площа поперечного перерізу отвору, м².

Але відомо, насправді насіння не повністю перекриває комірки висівного диска. У щілини між краями отворів та поверхнею насіння просочується повітря. В такому випадку, присмоктуюча сила буде дорівнювати:

$$F_{np} = k \cdot \Delta P \cdot f_{ome}, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт пропорційності.

Також відомо, що при віддаленні насіння від присмоктуючого отвору, при незмінному розрідженні, сила присмоктування зменшується. Дослідами було

встановлено залежність між присмоктуючою силою F_{np} та відстанню x від насінини до отвору висівного диска. Цю залежність можна виразити рівнянням [8]:

$$\frac{F_{npi}}{F_{np0}} = \frac{a}{\left(\frac{x}{d_{ome}}\right)^2 + a}, \quad (3)$$

де F_{npi} – величина сили, що присмоктує насіння, яке розташоване на деякій відстані від отвору, Н;

F_{np0} – величина сили, що діє на насіння, яке примикає до присмоктуючого отвору, Н;

a – постійний коефіцієнт ($a = 0,019$);

x – відстань від насінини до отвору висівного диска, м;

d_{ome} – діаметр отвору висівного диска, м.

В ході досліджень було встановлено, що незакриті присмоктуючі отвори висівного диска негативно впливають на роботу пневмомеханічного висівного апарата. Їх наявність, особливо в початковий момент роботи, суттєво впливає на величину розрідження у вакуумній камері [9]. Так, в результаті експериментальних досліджень було встановлено, що один відкритий присмоктуючий отвір знижує рівень розрідження у вакуумній камері висівного апарата на 15 – 20%, а за рахунок нещільних з'єднань втрати тиску можуть досягати ще до 25%, що в результаті негативно впливає на роботу сівалки.

Також при роботі пневмомеханічного висівного апарата великою проблемою окрім пропусків є "двійники", що в свою чергу впливає не тільки на норму висіву, а й на рівномірність розподілу насіння вздовж борозни.

В результаті теоретичних і експериментальних досліджень Зенін Л.С. прийшов до висновку, що у більшості випадків неможливо досягти одночасної відсутності і пропусків і захоплень по дві та більше насінини присмоктуючим отвором [8]. Через це були з'ясовані такі параметри і режими роботи пневматичного апарата, при яких гарантується відсутність пропусків, але не виключається можливість виносу із загальної маси насіння одним присмоктуючим отвором двох чи більше насінин. Таким чином потребують обґрунтування параметри скидачів зайвого насіння.

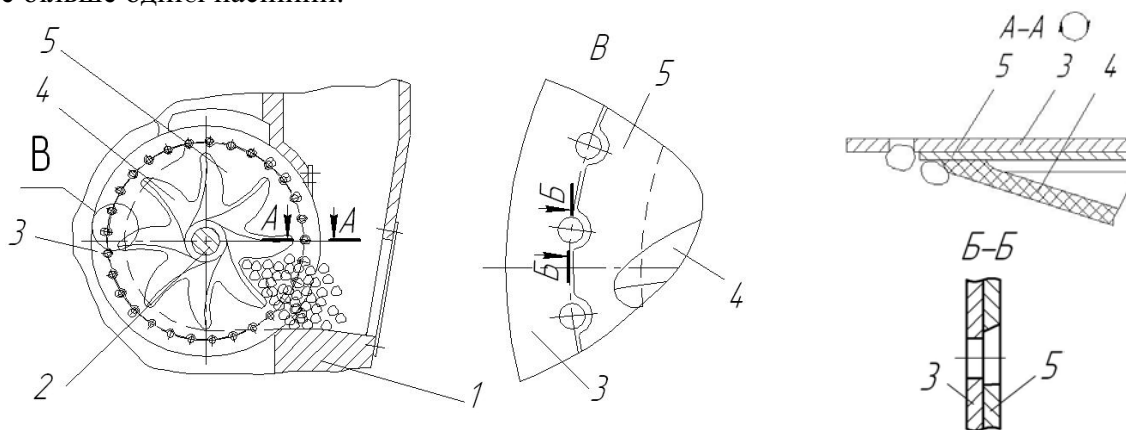
Останньою технологічною операцією в роботі пневматичного висівного апарата є відокремлення насінини від присмоктувального отвору і транспортування його до підготовленого дна борозни.

Насіння, що відокремлюється від комірок висівного диска розташовується по довжині борозни на деякій відстані одне від одного, а інтервал між насінинами є у певній мірі випадковою величиною, оскільки цей процес залежить від багатьох факторів: коллої швидкості комірок висівного диска, точки сходу насінини з диска, траєкторії насіння при переміщенні до дна борозни. Стабілізуючи точку сходу насіння з висівного диска, можна наблизитись до постійної траєкторії руху насіння, що значно підвищує рівномірність розподілу їх по довжині рядка. Але, в той же час, в багатьох випадках розкочування насіння по борозні є в межах похибки та підпадає під дію закону нормального розподілу.

Аналіз досліджень пневматичних висівних апаратів показує, що усі етапи технологічного процесу висіву насіння суттєво впливають на кінцевий результат їх роботи – точність висіву. Проблемі заповнення комірок насінинами та відокремленню двійників присвячено багато робіт, але це питання на даний час залишається не повністю вирішеним. Тому, з метою стабілізації роботи висівного апарата, покращення

якості заповнення отворів диска насінням і підвищення його продуктивності, нами було запропоновано нову конструкцію додаткового диска (рис. 1) [10].

Пневмомеханічний висівний апарат складається з корпусу 1, на привідному валу 2 якого розміщений висівний диск 3 і ворушилка 4, а між ними встановлений додатковий диск 5, який по контуру має фігурні вирізи. Для підвищення ймовірності попадання насінин в цей виріз та зменшення їх травмування, задня кромка додаткового диска має фаску. Діаметр отвору додаткового диска більший середнього діаметра насінини в 1,2 – 1,3 рази. Це забезпечує попадання у фігурний виріз додаткового диска не більше однієї насінини.



1 – корпус, 2 – привідний вал, 3 – висівний диск, 4 ворушилка, 5 - додатковий диск

Рисунок 1 - Пневмомеханічний висівний апарат

Якщо ж відбувається заповнення присмоктувальних отворів "двійниками", то ці насінини знаходяться над верхньою кромкою фігурних вирізів і, потрапляючи у зону скидання зайвого насіння, повністю видаляються скидачем.

Отже, одним з важливих показників роботи пневмомеханічного висівного апарата, що впливає на точність висіву, є "одинарне" заповнення комірок висівного диска. Запропонована конструкція пневмомеханічного висівного апарата дозволяє усунути цей недолік завдяки формі додаткового диска, який по контуру має фігурні вирізи, внаслідок чого до присмоктувальних отворів потрапляє лише одна насінинка. У випадку, коли відбувається заповнення присмоктувальних отворів "двійниками", зайві насінини знаходяться над верхньою кромкою фігурних вирізів та потрапляючи у зону скидання зайвого насіння, повністю видаляються скидачем.

Підсумовуючи вищесказане, можна зробити висновок, що суттєвий вплив на точність розміщення насіння по довжині рядка має ступінь заповнення насінинами присмоктуючих отворів висівного диска. Дослідження, проведені у цьому напрямку, не повністю вирішують дану проблему, а лише частково підвищують продуктивність роботи пневмомеханічного висівного апарата. Тому виникає потреба у подальших дослідженнях і розробці таких конструктивних елементів пневмомеханічного висівного апарата, які б значно покращували його продуктивність та суттєво впливали на точність висіву насіння пророслих культур.

Список літератури

1. Будагов А.А. Точный посев на высоких скоростях / Будагов А.А. – Краснодар, Книж. изд., 1971. – 140 с.
2. Чичкин В.П. Овощные сеялки и комбинированные агрегаты: Теория, конструкция, расчет. / Чичкин В.П. – Кишинев: Штиинца, 1984. – 392 с.

3. Амосов В.В. Обґрунтування параметрів універсального висівного апарата для просапних культур. Дис. на здобуття ступеня канд. техн. наук: 05.05.11 /Амосов Володимир Васильович. – КНТУ: Кіровоград, 2007. – 176 с.
4. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1, Ч.2. Машини для сівби та садіння / Заїка П.М. – Харків: Око, 2002.–452 с.
5. Шмат С.И., Сотников В.С. Повышение производительности пневматического высевального аппарата // Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – К.: Техніка, 1989.– Вып. 19. – С. 68–71.
6. Корнев Ю. Дослідження заповнення присмоктувальних отворів пневматичного висівного апарата // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. збірник.– Кіровоград: КДТУ, 1999.–Вип. 27.–С.114–119.
7. Шмат С.И., Сотников В.С. Повышение производительности пневматического высевального аппарата // Конструирование и технология пр-ва с.-х. машин: Респ. межвед. науч.-техн. сб. – К.: Техніка, 1989.– Вып.19. – С.68–72.
8. Зенин Л.С. Исследование пневматического аппарата точного посева: Автореф. дис... канд. техн. наук / Зенин Л.С. – Алма-Ата, 1962. – 26 с.
9. Пневматичні сіялки: конструювання і розрахунк /С.А. Мартиненко, Л.Г. Мецишена, Л.В. Погорілий та ін. //Під заг. ред. акад. УААН Л.В. Погорілого. – К.: Техніка, 1992. – 224 с. Мова рос.
10. Патент № 63895, Україна, МПК А₀₁С7/04 Пневматичний висівний апарат /Шмат С.І., Свірень М.О., Абрамова В.В., Лушніков В.М./ Опубл. 25.10.2011 р. – 2 с.

В. Абрамова, А. Васильковський, Д. Петренко, Т. Сабирзянов, Н. Шокин

Усовершенствование конструкции пневмомеханического высевального аппарата

В статье рассматриваются проблемы качества выполнения технологического процесса посева семян пропашных культур пневмомеханическими высевальными аппаратами.

V. Abramova, A. Vasil'kovskiy, D. Petrko, T. Sabirjanov, N. Shokin

Improvement of construction of pneumo-mechanical seedmeter

In the article discusses the problems quality of implementation technological process sowing of seed of the row crop are examined by pneumo-mechanical seedmeters.

Одержано 19.10.12

УДК 631.352

**Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,
В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Мартиненко, студ.**

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток

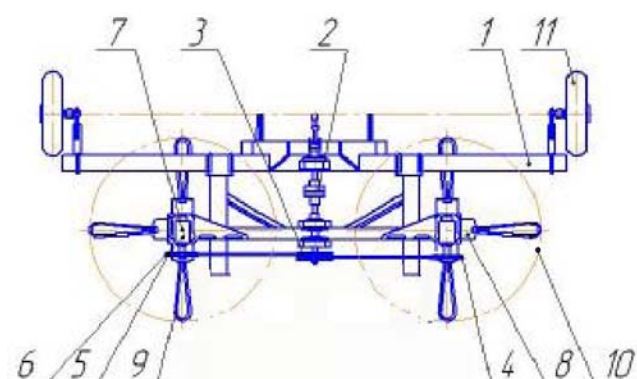
Наведений аналітичний огляд сучасного стану розвитку конструкцій подрібнювачів рослинних решток. Зроблено спробу встановити шляхи вдосконалення існуючих конструкцій подрібнювачів для раціонального використання на території України
подрібнювач, вісь обертання, робочий орган, рослинні рештки

Стале підвищення ефективності виробництва продукції рослинництва суттєво залежить від стану та способів підготовки ґрунту під посів. Сучасні темпи виробництва продукції та світові вимоги щодо її екологічності потребують значного внесення органічних добрив. А так як тваринництво в Україні є малорозвиненим, то постає проблема щодо отримання значної кількості органічних добрив. Одним з перспективних і одночасно екологічно та економічно доцільних шляхів вирішення проблеми є використання незернової частини сільськогосподарських культур у якості продукту для покращення гумусової складової родючого шару ґрунту.

Для прикладу, на полях Кіровоградщини великого розповсюдження набула соя (у великих господарствах займає третє або четверте місце в загальному обсязі посівних площ). Багатолітні дослідження [1] показують, що відношення маси зерна відносно соломи складає 40-50%. Надлишок ресурсу незернової частини урожаю сої використовується нераціонально в результаті недосконалості технології її збирання. Встановлено, що використання подрібненої незернової частини сої у якості добрива підвищує врожайність сої на 2,9%, ячменю – на 2,4%, пшениці на 7%, кукурудзи на 5%, соняшнику на 5,2% [2].

Більшість вітчизняних виробників спалюють рослинні рештки безпосередньо у полі, що призводить до втрати азоту, вуглеводів та погіршення мікрофлори ґрунту. А тим часом закордонні виробники продукції АПК, протягом останніх десятиліть, активно використовують незернову частину сільськогосподарських культур для підвищення родючості з одночасним збереженням та накопиченням цінних у агротехнічному відношенні агрегатів в гумусовому шарі ґрунту. Технічне забезпечення даних процесів покладається на спеціальні машини – подрібнювачі рослинних решток (ПРР).

На ринку сільськогосподарської техніки України ПРР представлено двома основними групами: з вертикальною та горизонтальною віссю обертання активних робочих органів. В Україні набули поширення ПРР з вертикальною віссю обертання фірм «Schutle» (Канада), «Kunh» (Франція), «Joskin» (Бельгія), «Del Morino» (Італія) та «MCMS» (Польща). Вітчизняними фахівцями також розроблено пробні партії ПРР: ПН-2 «Білоцерків-МАЗ», ПР-2,6 «Агрореммаш», ПРУ-2,8 «Бердянськсільмаш» та інші (рис. 1). Подрібнювачі з горизонтальною віссю обертання (рис. 2) представлено фірмами «Kunh» (Франція) «Mashio» (Італія), «Rhino» та «John Deer» (США) (табл. 1)



1 – рама; 2 – вал; 3 - ведучий шків; 4 - пасова передача; 5 - ведений шків; 6 – редуктор; 7 - вертикальний вал; 8 - дисковий ротор; 9 – ніж; 10 – фартух; 11 - опорне колесо

Рисунок 1 – Схема ПРР з вертикальною віссю обертання робочих органів з приводом



Рисунок 2 – ПРР з горизонтальною віссю обертання робочих органів з приводом вітчизняного виробництва АГП-2,8

В умовах центрального Степу України найбільшого поширення набувають ПРР з вертикальною віссю обертання активних робочих органів. Даний тип ПРР з шириною захвату до 4 м виготовляють начіпними, а з більшою шириною захвату – причіпними з розкладною конструкцією рами. Особливої уваги виробники приділяють опорним пристроям ПРР, від чіткості спрацювання яких суттєво змінюватимуться якісні параметри безпідпорного різання. На ПРР начіпного типу використовують самоустановні колеса у кількості від одного до чотирьох на кожен секцію. На високопродуктивних ПРР встановлюють гідрофіковані опорні пристрої з функцією копіювання поверхні поля для якісного виконання процесу подрібнення. У якості опорних пристроїв на ПРР фірми «Joskin» (Бельгія) модель TR/180/C2 використовують лижі, які в наших умовах землеробства не є ефективними [3].

Робочі органи ПРР з вертикальною віссю обертання можна класифікувати за наступними конструктивними особливостями, а саме:

- за типом робочого органу дискові (круглі, трикутні), лопатеві (дво-, три-, чотирилопатеві) та комбіновані з молотками або ножами;
- за способом закріплення робочого органу: жорстко або шарнірно закріплені.

Вищевказані конструктивні особливості, кінематичний режим роботи, матеріал та параметри геометрії різальної кромки поділяють ПРР за способом виконання технологічного процесу.

Аналіз запропонованих виробниками сільськогосподарської техніки на ринку подрібнювачів рослинних решток дозволив класифікувати їх наступним чином (рис. 3).

Таблиця 1 – Порівняння основних технічних параметрів та характеристик подрібнювачів з активними робочими органами

№ п.п.	параметр	од. виміру	вісь обертання робочого органу					
			горизонтальна			вертикальна		
			модель, виробник					
			<i>M200 Mashio</i>	<i>RC 1,5 Rhino</i>	<i>RC 25 Rhino</i>	<i>TR/220/C 1 Joskin</i>	<i>S 150 Schutle</i>	<i>5026 Schutle</i>
1.	Робоча ширина захвату	м	2,0	4,57	7,62	2,2	4,57	7,98
2.	Робоча швидкість агрегату	км/год	10	10	12	10	10	10
3.	Висота зрізування	мм	25-390	25-457	25-457	40-150	38-381	25-356
4.	Кількість робочих органів	шт.	1	2	2	1	3	5
5.	Кількість ножів на робочому органі	шт.	60	168	272	3	6	10
6.	Робоча частота оберту ВВП трактора	хв. ⁻¹	540	1000	1000	540	1000	1000
7.	Частота оберту робочого органу	хв. ⁻¹	2200	2135	2135	960	954	940
8.	Потужність трактора	к.с.	60	120	185	50	65	120
9.	Маса подрібнювача	кг	600	2090	2860	520	2000	3000

Порівнюючи найбільш розповсюджені подрібнювачі рослинних решток (табл. 1) встановлено, що питома енергоємність агрегатів з вертикальною віссю обертання активних робочих органів на 37% менша ніж з горизонтальною (при однаковому значенні таких параметрів: як робоча швидкість агрегату, висота зрізування, ширина захвату та маса). Це пояснюється тим, що ПРР з вертикальною віссю обертання мають простішу конструкцію робочих органів, меншою їх кількістю на одиницю ширини захвату, а також нижчою (на 60%) частотою обертання цих органів. Також робочі органи ПРР з вертикальною віссю обертання є менш складними у виготовленні та набагато легшими.

Проаналізувавши конструктивно-експлуатаційні показники виконання технологічного процесу ПРР з активними робочими органами встановлено наступні шляхи подальшого удосконалення:

1. Найбільш сприятливими з точки зору енергоємності процесу, на сьогодні, є ПРР з вертикальною віссю обертання активних робочих органів.

2. Для розшарування, рівномірного розкидання по поверхні поля валків і раціонального спрямування стебел та рослинних решток в зону різання-подрібнення можна розглядати як варіант встановлення спеціальних робочих органів.

3. Для раціональної орієнтації рослинних решток конструкція активного робочого органу одночасно з функцією підрізання-подрібнення повинна створювати всмоктувальний повітряний потік.

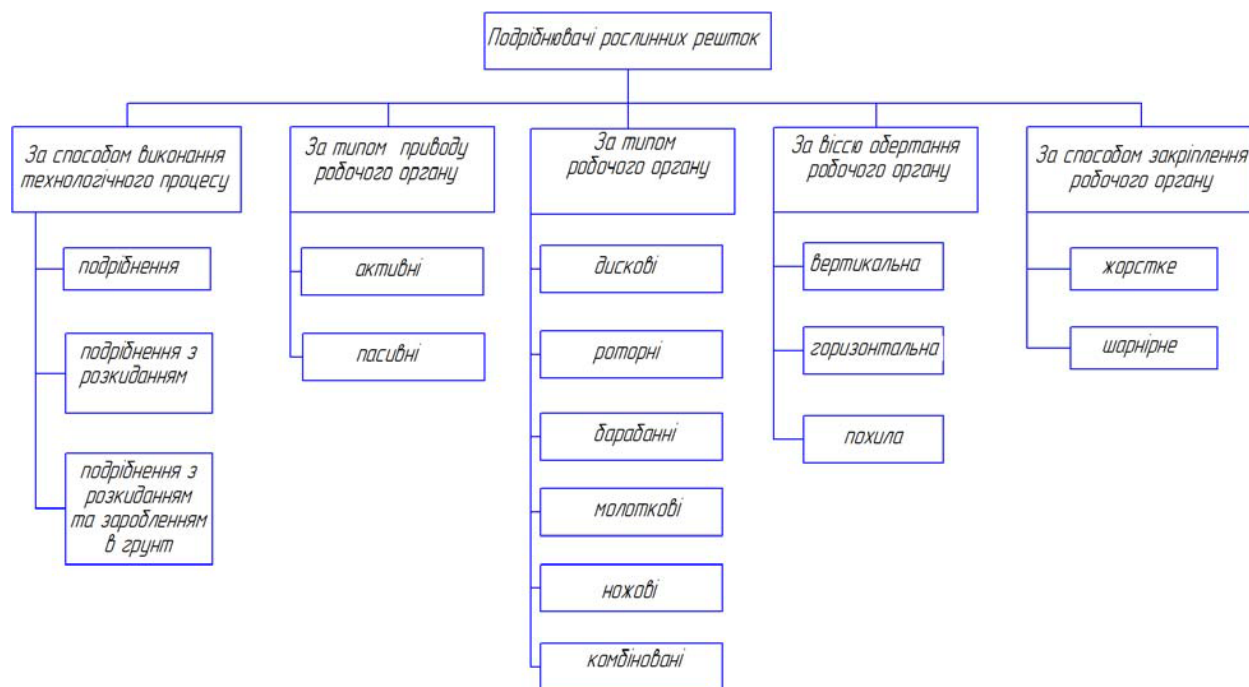


Рисунок 3 – Класифікація ПРР

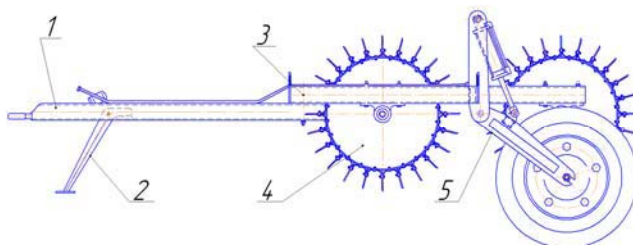
Найбільш конструктивно простими у виготовленні та експлуатації є подрібнювачі з горизонтальною віссю обертання робочих органів. А особливо ті, що мають у якості робочого органу барабан (циліндр) з ножами. Цей тип ПРР в нашій країні представлено фірмою «DAL-VO» (СЕС-Канада-США) та багатьма іншими (рис. 4). Але й вони потребують глибокого аналізу і удосконалення.

1. Для досягнення максимального використання власної ваги ПРР з горизонтальною віссю обертання з активними робочими органами без приводу конструкція рами, зчіпки та транспортних коліс повинна мати необхідні механізми, які дозволять спрямувати результуючу сили ваги на те лезо ножа, що виконує різання.

2. Встановити раціональну схему розташування, кількість та орієнтацію ножів на барабані.

3. Особливої уваги потребує встановлення раціональних параметрів леза ножа, що дозволить використовувати принцип «самозагострення» з урахуванням фізико-механічних властивостей частинок ґрунту і рослинних решток при їх взаємодії.

4. Введення в конструкцію котка елементів орієнтації рослинних решток в просторі з метою підвищення рівномірності та якості подрібнення.



1 – сниця; 2 – опора; 3 – рама; 4 – робочий орган; 5 – гідрофікований механізм регулювання глибини обробітку з опорним колесом

Рисунок 4 – ПРР з горизонтальною віссю обертання робочих органів без приводу [5]

Наведений аналітичний огляд подрібнювачів дозволив встановити загальні шляхи вдосконалення існуючих конструкцій подрібнювачів для раціонального використання на території України.

Список літератури

1. 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.
2. 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.
3. Сало В.М. Обґрунтування основ для моделювання процесу подрібнення рослинних решток / Сало В.М., Уманець І.О., Семеняка І.М., Гайденко О.М. // Праці ТДАТУ. – 2010. – Вип. 10, Т.8. – С.105-110.
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., Мачок Ю.В. та інші.

Д. Богатырёв, В. Сало, В.Носуленко, Д.Мартыненко

Обоснование перспективных направлений конструкций измельчителей растительных остатков

Приведенный аналитический обзор современного состояния конструкций измельчителей растительных остатков. Сделана попытка установить пути совершенствования существующих конструкций измельчителей для рационального использования на территории Украины.

D.Bohatyrov, V.Salo, V.Nosulenko, D. Martunenکو

Justification promising directions structures shredders

The analytical review of the current state of development of constructions shredder plant residues. An attempt to establish ways to improve existing structures shredders for efficiency in Ukraine.

Отримано 04.10.12

УДК 631.356.02

В.М. Булгаков, проф., д-р техн. наук, академік НААНУ, А.М. Борис, асп.
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Математична модель динамічної взаємодії робочого елемента відокремлювача гички з головою коренеплоду

Розроблено математичну модель взаємодії робочого елемента з головою коренеплоду цукрових буряків при його складному русі. Отримані аналітичні залежності нормальної реакції, яку створює робочий елемент на коренеплід, від конструкційних параметрів відокремлювача гички та його режимів роботи. За допомогою даної моделі досліджено рух робочого елемента по головці коренеплоду та отримані залежності зміни складових нормальної реакції від часу. Значення складових нормальної реакції були використані у подальшому для силового аналізу вказаної взаємодії.

математична модель, гичка, коренеплід, головка коренеплоду, робочий елемент, точка контакту, силова взаємодія

Постановка проблеми. Відокремлення гички цукрових буряків є важливою операцією технологічного процесу збирання цукрових буряків, так як незначна кількість гички при цукроварінні приводить до зв'язування цукрів та зниження їх загального виходу. У процесі відокремлення гички одними із основних проблем є недостатня якість кінцевого вороху коренеплодів для гичковідокремлювальних апаратів суцільного зрізу та низька продуктивність апаратів копінного типу. Тому, обґрунтування параметрів нового копінно-роторного відокремлювача гички є актуальним науково-технічним завданням.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питаннями теоретичних та експериментальних досліджень відокремлення гички з головок коренеплодів присвячені чисельні праці П. М. Василенка, В. М. Булгакова, Л. В. Погорілого, П. В. Савича, М. В. Татьяна [1, 2, 3].

Постановка завдання. Аналітичне визначення зусиль, які виникають в точці контакту робочого елемента відокремлювача гички з головою коренеплоду.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення зусиль, що виникають при взаємодії робочого елемента з головою коренеплоду нами насамперед побудована еквівалентна схема (рис. 1), на якій робочий елемент при обертальному русі, а також поступальному переміщенні контактує з головою коренеплоду.

В точці K контакту робочого елемента з головою коренеплоду будуть діяти наступні сили: \vec{Q} – сила зчісування гички, яка напрямлена по дотичній до поверхні головки коренеплоду в бік вектора абсолютної швидкості точки M робочого елемента; \vec{N} – нормальна реакція з боку головки коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі \vec{n} до головки коренеплоду, проведеної крізь дане положення точки контакту; $\vec{F}_{тр.}$ – сила тертя, що виникає при русі робочого елемента по головці коренеплоду, напрямлена в бік, протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки M робочого елемента, яка співпадає з точкою контакту K , яка представлена у вигляді складових на осі x та y ; \vec{G} – сила ваги робочого елемента.

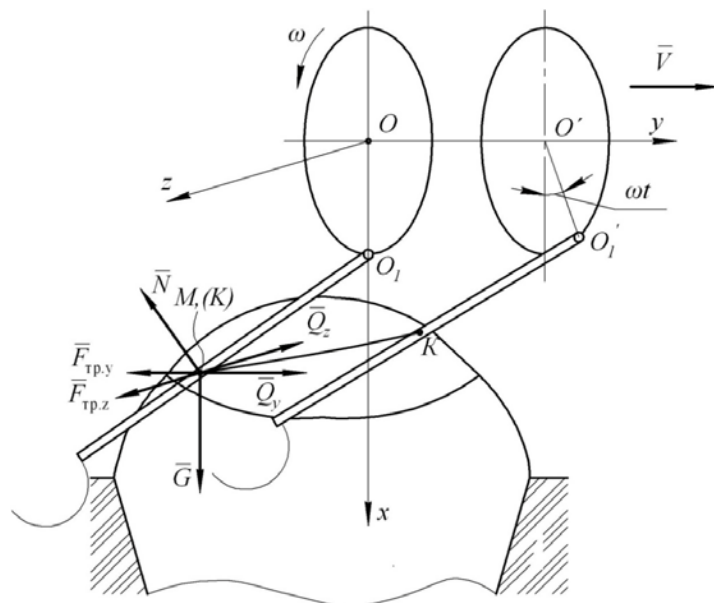


Рисунок 1 – Еквівалентна схема взаємодії робочого елемента з головкою коренеплоду

Диференціальне рівняння руху точки контакту K по головці коренеплоду у векторній формі матиме такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{Q} + \bar{N} + \bar{F}_{\text{тр}} + \bar{G}, \quad (1)$$

де \bar{a} – абсолютне прискорення руху точки контакту K по головці коренеплоду; m – маса робочого елемента, зведена до точки контакту.

Після підстановки в (1) необхідних величин і проведених перетворень отримано систему нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку відносно невідомих функцій $x(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ та невідомої нормальної реакції N :

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} &= Q \frac{\dot{x}}{V} + N \frac{x}{R} - f \frac{\dot{x}}{V} N + mg, \\ m\ddot{y} &= Q \frac{\dot{y}}{V} + N \frac{y}{R} - f \frac{\dot{y}}{V} N, \\ m\ddot{z} &= Q \frac{\dot{z}}{V} + N \frac{z}{R} - f \frac{\dot{z}}{V} N, \\ x^2 + y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Таким чином, отримана система нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку відносно невідомих функцій $x(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ та невідомої нормальної реакції N . Систему диференціальних рівнянь (2) можна розв'язати лише чисельними методами з використанням комп'ютерних програм при заданих початкових умовах. Оскільки, в систему диференціальних рівнянь (2) входить невідомий силовий фактор – нормальна реакція N , то для її визначення було проведено дослідження кінематики взаємодії робочого елемента з головкою коренеплоду. В результаті цього дослідження отримана залежність кута відхилення робочого елемента φ та його кутового прискорення $\ddot{\varphi}$ від часу.

Визначено нормальну реакцію на коренеплід цукрових буряків при дії на нього одного робочого елемента:

$$N = \frac{\gamma s l \omega^2 \left(\frac{1}{2} r_0 \sin \varphi + \frac{l^2}{6} \sin 2\varphi \right)}{OK} + \frac{J \ddot{\varphi}}{OK}, \quad (3)$$

де γ – густина робочого елемента;

s – площа поперечного перерізу робочого елемента;

- ω – кутова швидкість ротора;
- r_0 – радіус осі підвісу робочого елемента;
- φ – кут повороту робочого елемента відносно площини обертання ротора;
- OK – плече нормальної реакції N відносно осі підвісу робочого елемента.

Рухаючись по головці коренеплоду, робочий елемент може діяти на неї у поздовжньому напрямі рядка та в поперечному, а також він стискає головку коренеплоду в вертикальному напрямі. Складова нормальної реакції N_z спричинює вибивання коренеплодів в поперечному напрямі, а N_y у поздовжньому напрямі відносно рядка. Вертикальна ж складова нормальної реакції N_x забезпечує необхідне зусилля в контакті головки коренеплоду-робочий елемент. Ці сили впливають на такі показники якості процесу відокремлення гички, як пошкодження та вибивання головок коренеплодів. За результатами чисельного моделювання на ПЕОМ були побудовані графічні залежності (рис.2-4) вказаних складових сил від часу. Як бачимо з графіків максимальні значення вказаних складових нормальної реакції складають $N_{x\max} = 65$ Н, $N_{y\max} = 55$ Н, $N_{z\max} = 15$ Н. Ці значення були у подальшому використані при моделюванні силової взаємодії очисного елемента з головкою коренеплоду цукрового буряку.

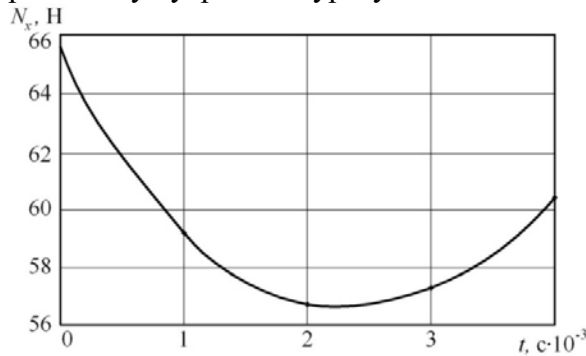


Рисунок 2 – Залежність вертикальної N_x складової нормальної реакції від часу

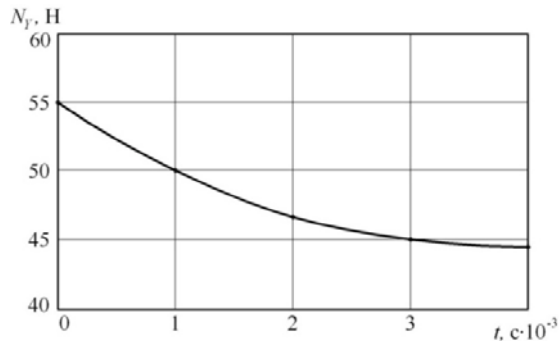


Рисунок 3 – Залежність поздовжньо-горизонтальної N_y складової нормальної реакції від часу

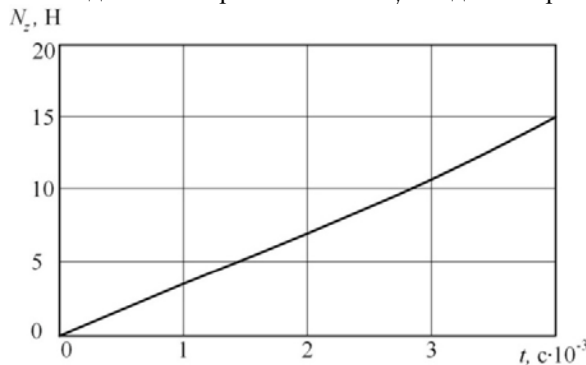


Рисунок 4 – Залежність поперечно-горизонтальної N_z складової нормальної реакції від часу

Висновки:

1. Складена система диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує рух точки контакту робочого елемента по головці нерухомо закріпленого у ґрунті коренеплоду цукрових буряків.

2. В результаті розв'язку отриманої системи рівнянь знайдено аналітичний вираз для визначення площі зчесаної поверхні з головки коренеплоду одним робочим елементом.

3. В результаті розв'язку диференціального рівняння обертового руху робочого елемента знайдено аналітичний вираз нормальної реакції головки коренеплоду на робочий елемент.

4. Таким чином, на підставі математичного моделювання одержані значення нормальних реакцій, що діють в точці контакту робочого елемента з головкою коренеплоду. А саме, $N_{x\max} = 65 \text{ Н}$, $N_{y\max} = 55 \text{ Н}$, $N_{z\max} = 15 \text{ Н}$.

Список літератури

1. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
2. Василенко П. М., Погорельый Л. В. Основы научных исследований (Механизация сельскохозяйственного производства). – К.: Вища школа, 1984. – 266 с.
3. Погорельый Л.В., Татъянко Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
4. Фильчаков П. Ф. Справочник по высшей математике / П. Ф. Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974. – 743 с.
5. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебн. [для высш. технич. заведений] / С.М.Тарг – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.

В. Булгаков, А. Борис

Математическая модель динамического взаимодействия рабочего элемента отделителя ботвы с головкой корнеплода

Разработана математическая модель взаимодействия рабочего элемента с головкой корнеплода сахарной свеклы, при его сложном движении. Получены аналитические зависимости нормальной реакции, которую создает рабочий элемент на корнеплод, от конструктивных параметров отделитель ботвы и его режимов работы. С помощью данной модели исследованы движение рабочего элемента по головке корнеплода и получены зависимости изменения составляющих нормальной реакции от времени. Значения составляющих нормальной реакции были использованы в дальнейшем для силового анализа указанного взаимодействия.

V. Bulgakov, A. Borys

Mathematical model of dynamic interaction of the working element separator topper head root crops

The mathematical model of interaction between the working element of bolt root of sugar beet, with its complex motion. The analytical dependence of the normal reaction that creates a working element to the root, from the structural parameters of separator tops and its modes of operation. With this model the movement of the working element in the head and root dependences change part of the normal reaction times. The value of the normal components of the reaction were used in the future for power analysis indicated interaction.

Одержано 10.10.12

УДК 631.356.2

**І.В. Головач, проф., д-р техн. наук, М.Г. Березовий, доц., канд. техн. наук,
О.М. Черниш, доц., канд. техн. наук, В.В. Яременко, канд. техн. наук**
Національний університет біоресурсів і природокористування

Теоретичні основи взаємодії гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду при доочищенні

Запропонована нова теорія взаємодії гнучкої очисної лопаті з поверхнею головки коренеплоду в процесі її очищення від залишків гички. На основі отриманих диференціальних рівнянь руху лопаті, яка шарнірно встановлена на приводному валу з горизонтальною віссю обертання, наведено нові математичні залежності, які обґрунтовують основні параметри даного технологічного процесу.
коренеплід, головка коренеплоду, гичка, залишки гички, очисна лопать, диференціальні рівняння

Постановка проблеми. Однією із найважливіших культур у сільськогосподарському виробництві України є цукрові буряки. Проте рівень механізації виробництва цієї культури на даний час ще не відповідає агротехнічним вимогам. Якість вороху коренеплодів за показниками втрат цукроносної маси забрудненням гичкою незадовільна. Особливі труднощі виникають при доочищенні головок коренеплодів. Очисники головок коренеплодів при збільшенні робочої швидкості допускають сильні пошкодження головок коренеплодів, які перевищують агротехнічні вимоги [1, 2, 1, 3].

Для вирішення питання підвищення якості процесу відокремлення гички необхідно дослідити взаємодію очисника з головкою коренеплоду та обґрунтувати значення його конструктивних параметрів і режимів роботи. Тому побудова математичної моделі взаємодії гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду є актуальним науковим завданням.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. В [1] розглянута теорія лопатевого очисника головок коренеплодів буряків з горизонтальною віссю обертання і наведені основні аналітичні залежності, що описують удар очисної лопаті по головці коренеплоду.

Наступним етапом дослідження є складання диференціальних рівнянь руху точки контакту бича по головці коренеплоду в процесі зчісування з останній залишків гички вважаючи, що цей процес буде відбуватися у поздовжньо – вертикальній площині, тобто, коли площина обертання бичів розташована вздовж рядка.

Постановка завдання. Завданням даного дослідження є аналітичне визначення залежностей показників якості процесу доочищення від конструктивних параметрів лопатевого очисника головок коренеплодів.

Виклад основного матеріалу дослідження. Зобразимо силову взаємодію бича з головкою коренеплоду при виконанні основного процесу зчісування залишків, тобто при русі бича по поверхні головки коренеплоду (рис. 1).

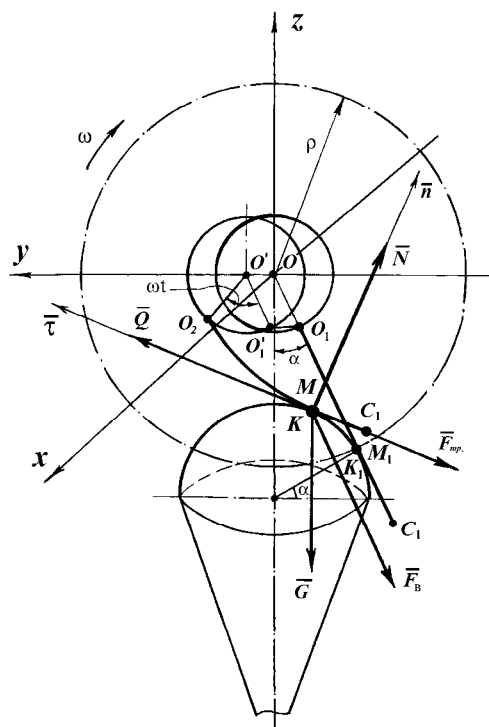


Рисунок 1 – Схема силової взаємодії бича з головкою коренеплоду в процесі зчісування залишків гички

В точці контакту K будуть діяти наступні сили:

\bar{F}_g – відцентрова сила інерції, яка напрямлена вздовж радіуса OK обертання бича навколо осі O ;

\bar{G} – сила ваги бича, яка напрямлена вертикально донизу;

\bar{N} – нормальна реакція взаємодії бича з головкою коренеплоду, напрямлена вздовж нормалі \bar{n} до головки коренеплоду, проведеної крізь дане положення точки контакту;

\bar{F}_{mp} – сила тертя, яка виникає при русі бича по головці коренеплоду, напрямлена в бік, протилежний напрямку вектора абсолютної швидкості точки M бича, яка співпадає з точкою контакту K ;

\bar{Q} – сила зчісування залишків гички з поверхні головки коренеплоду, яка напрямлена в бік вектора абсолютної швидкості точки M бича.

Знайдемо значення зазначених сил. Для визначення відцентрової сили \bar{F}_g в будь-якій точці контакту K необхідно розглянути кінематику руху бича O_1C_1 по головці коренеплоду після ударного контакту в точці K_1 . Оскільки удар відбувається за дуже малий проміжок часу, то за момент удару бич не здійснює ніякого переміщення по головці коренеплоду. Тому за початкове положення бича на головці коренеплоду після удару можна вважати положення ударного контакту K_1 .

Для більш точного дослідження руху бича по головці коренеплоду необхідно скласти диференціальні рівняння руху точки M по головці коренеплоду, оскільки при такому дослідженні враховуються сили, що викликають такий рух.

Слід відмітити, що основну роль у формуванні сили зчісування \bar{Q} відіграє відцентрова сила інерції \bar{F}_g , сила тяги \bar{P} та обертальний момент бича $M_{об}$. Саме завдяки дії цих сил відбувається притискання бича до головки коренеплоду і

деформація згину бича. Дійсно, відразу після удару відцентрова сила інерції \bar{F}_e напрямлена вздовж бича і намагається випрямити бич вздовж радіуса ρ . Як би ця сила була відсутня, то під дією поступального руху очисника та обертального руху бича навколо осі O бич при контакті з головкою коренеплоду просто б відхилився на деякий кут в бік, протилежний обертальному руху, і без будь-якого зусилля просковзнув би по головці коренеплоду, не змінюючи своєї прямолінійної форми, оскільки підвіска O_1 – шарнірна.

Отже під дією відцентрової сили \bar{F}_e при наїзді на головку коренеплоду бич залишається випрямленим вздовж радіуса ρ , а тому, внаслідок подальшого поступального і обертального рухів, бич проковзує по головці коренеплоду, зазнаючи при цьому певної деформації згину, яка створює зусилля зчісування залишків гички.

Величина відцентрової сили інерції \bar{F}_e в початковій точці контакту K_1 (точка M_1) дорівнює [5]

$$F_{e1} = m\omega^2 \cdot \rho, \quad (1)$$

де m – маса бича.

Визначимо відцентрову силу \bar{F}_e точки M в будь-якій точці K контакту бича з головкою коренеплоду. Дана сила буде дорівнювати

$$F_e = m\omega^2 \cdot O'K, \quad (2)$$

де $O'K$ – відстань від точки K до точки O' .

Як видно з схеми рис. 1, дана відстань приблизно дорівнює

$$O'K \approx OK_1 - K_1K + OO', \quad (3)$$

де $OK_1 = \rho$.

Тоді, враховуючи, що $OO' = V_{II} \cdot t$ та $KK_1 \approx V_{II} \cdot t$ і (3), отримуємо:

$$O'K \approx \rho. \quad (4)$$

Таким чином, відцентрова сила інерції \bar{F}_e в кожній точці контакту K наближено залишається постійною за величиною та напрямом і дорівнює

$$F_e \approx m\omega^2 \cdot \rho. \quad (5)$$

При цьому масу бича m вважаємо зосередженою на робочій частині бича. Відцентрова сила інерції, яка виникає від обертання маси бича ближче до осі підвісу O_1 викликає натяг бича і зрівноважується реакцією в шарнірі O_1 .

Деформація згину бича виникає внаслідок притискання бича в точці контакту K силами інерції \bar{F}_e та ваги бича \bar{G} під дією тягової сили \bar{P} поступального руху очисника та обертального моменту бича $M_{об.}$.

Сила деформації згину буде дорівнювати силі зчісування \bar{Q} . Отже сила \bar{P} поступального руху очисника та обертальний момент бича $M_{об.}$ входять в складову сили \bar{Q} і тому вони на рис. 1 не зображені.

Сила тертя, як відомо, дорівнює

$$F_{mp.} = f \cdot N, \quad (6)$$

де f – коефіцієнт тертя поверхні бича по поверхні головки коренеплоду;

N – нормальна реакція в точці контакту K бича з головкою коренеплоду.

Таким чином, диференціальне рівняння руху точки контакту K по головці коренеплоду в векторній формі буде мати такий вигляд:

$$m\bar{a} = \bar{F}_e + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_{mp.} + \bar{Q}, \quad (7)$$

де \bar{a} – абсолютне прискорення руху точки контакту K по головці коренеплоду;
 m – маса бича.

Оскільки в даному випадку маємо плоску систему сил, що розташована в площині yOz , то диференціальне рівняння руху (7) зводиться до системи двох диференціальних рівнянь другого порядку наступного вигляду

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= F_{ey} + G_y + N_y + F_{mp.y} + Q_y, \\ m\ddot{z} &= F_{ez} + G_z + N_z + F_{mp.z} + Q_z, \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

де $F_{ey}, G_y, N_y, F_{mp.y}, Q_y$ – проекції векторів сил $\bar{F}_e, \bar{G}, \bar{N}, \bar{F}_{mp.}, \bar{Q}$ на вісь Oy відповідно; $F_{ez}, G_z, N_z, F_{mp.z}, Q_z$ – проекції векторів згаданих сил на вісь Oz відповідно.

Враховуючи значення проекцій векторів сил, що входять в систему диференціальних рівнянь (8), та вирази (5) і (6), згадана система набуває такого вигляду

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2\rho \sin\alpha + N \cos(y, \hat{N}) - fN \cos(\dot{y}, \hat{V}) + Q \cos(\dot{y}, \hat{V}), \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2\rho \cos\alpha - mg + N \cos(z, \hat{N}) - fN \cos(\dot{z}, \hat{V}) + Q \cos(\dot{z}, \hat{V}), \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

де $\cos(y, \hat{N}), \cos(z, \hat{N})$ – напрямні косинуси вектора сили \bar{N} до осей Oy і Oz відповідно; $\cos(\dot{y}, \hat{V}), \cos(\dot{z}, \hat{V})$ – напрямні косинуси вектора швидкості \bar{V} руху точки контакту K по головці коренеплоду до осей Oy і Oz відповідно; \dot{y}, \dot{z} – проекції вектора швидкості \bar{V} на осі координат Oy та Oz відповідно.

З [2] відомо, що згадані напрямні косинуси дорівнюють

$$\cos(y, \hat{N}) = \frac{\partial f}{\partial y} \cdot \frac{1}{\Delta f}; \quad \cos(z, \hat{N}) = \frac{\partial f}{\partial z} \cdot \frac{1}{\Delta f}; \quad (10)$$

$$\cos(\dot{y}, \hat{V}) = \frac{\dot{y}}{V}; \quad \cos(\dot{z}, \hat{V}) = \frac{\dot{z}}{V},$$

де $f(y, z) = 0$ – рівняння в'язі (поверхні, по якій рухається матеріальна точка);

Δf – модуль градієнта функції $f(y, z)$;

V – модуль вектора швидкості точки.

Оскільки спочатку було прийнято, що головка коренеплоду має сферичну форму, то рівнянням в'язі є сфера, що має таке рівняння

$$f(x, y, z) = x^2 + y^2 + z^2 - R^2 = 0, \quad (11)$$

де R – радіус сферичної головки коренеплоду.

Для площини yOz $x = 0$, і тому рівняння сфери (45) переходить в рівняння кола

$$f(y, z) = y^2 + z^2 - R^2 = 0. \quad (12)$$

Згідно [2], модуль градієнта функції та модуль швидкості будуть дорівнювати

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2}, \quad (13)$$

$$V = \sqrt{\dot{y}^2 + \dot{z}^2}. \quad (14)$$

Підставимо (10) в (9) та додамо до системи диференціальних рівнянь (9) рівняння в'язі (12), отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2\rho\sin\alpha + \frac{N}{\Delta f} \cdot \frac{\partial f}{\partial y} - fN\frac{\dot{y}}{V} + Q\frac{\dot{y}}{V}, \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2\rho\cos\alpha - mg + \frac{N}{\Delta f} \cdot \frac{\partial f}{\partial z} - fN\frac{\dot{z}}{V} + Q\frac{\dot{z}}{V}, \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Обчислимо частинні похідні та градієнт функції, які входять в систему рівнянь (15). Матимемо:

$$\frac{\partial f}{\partial y} = 2y, \quad \frac{\partial f}{\partial z} = 2z. \quad (16)$$

Тоді, згідно (13)

$$\Delta f = \sqrt{(2y)^2 + (2z)^2} = 2R. \quad (17)$$

Підставимо вирази (16), (17) в (15). Тоді система диференціальних рівнянь (15) набуває такого вигляду

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{y} &= -m\omega^2\rho\sin\alpha + \frac{y}{R} \cdot N - fN\frac{\dot{y}}{V} + Q\frac{\dot{y}}{V}, \\ m\ddot{z} &= -m\omega^2\rho\cos\alpha - mg + \frac{z}{R} \cdot N - fN\frac{\dot{z}}{V} + Q\frac{\dot{z}}{V}, \\ y^2 + z^2 - R^2 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Система рівнянь (18) є системою трьох рівнянь з трьома невідомими y , z і N . Тому вона є визначеною і має єдиний розв'язок.

Виключимо з отриманої системи рівнянь (18) невідомі величини N та z , звівши таким чином дану систему до одного диференціального рівняння з однією невідомою функцією $y(t)$. Для цього слід продиференціювати два рази по t рівняння в'язі (12). Якщо продиференціювати дане рівняння один раз, то отримуємо

$$2y\dot{y} + 2z\dot{z} = 0, \quad (19)$$

звідки знаходимо

$$y\dot{y} + z\dot{z} = 0. \quad (20)$$

Якщо продиференціювати рівняння (20), то матимемо

$$y\ddot{y} + \dot{y}^2 + z\ddot{z} + \dot{z}^2 = 0, \quad (21)$$

або

$$(y\ddot{y} + z\ddot{z}) + (\dot{y}^2 + \dot{z}^2) = 0. \quad (22)$$

Оскільки $\dot{y}^2 + \dot{z}^2 = V^2$, то отримаємо

$$V^2 = -(y\ddot{y} + z\ddot{z}). \quad (23)$$

Помножимо перше рівняння системи (18) на y , друге на z і почленно додамо їх, отримуємо

$$\begin{aligned} m(y\ddot{y} + z\ddot{z}) &= -(m\omega^2\rho \cdot y\sin\alpha + m\omega^2\rho \cdot z\cos\alpha) - mgz + \\ &+ \frac{N}{R}(y^2 + z^2) - f\frac{N}{V}(y\dot{y} + z\dot{z}) + \frac{Q}{V}(y\dot{y} + z\dot{z}), \end{aligned} \quad (24)$$

звідки, враховуючи вирази (20) та (23), матимемо

$$-mV^2 = -m\omega^2\rho(y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha) - mgz + RN. \quad (25)$$

З виразу (25) знаходимо нормальну реакцію N . Вона дорівнює

$$N = \frac{1}{R} [m\omega^2\rho(y \cdot \sin \alpha + z \cdot \cos \alpha) + mgz - mV^2]. \quad (26)$$

Зробимо подальші перетворення. З виразу (20) отримуємо

$$\dot{z} = -\frac{y\dot{y}}{z}, \quad (27)$$

тоді

$$\dot{z}^2 = \frac{(y\dot{y})^2}{z^2}, \quad (28)$$

або

$$\dot{z}^2 = \frac{(y\dot{y})^2}{R^2 - y^2}. \quad (29)$$

Таким чином, для величини швидкості руху V можемо отримати такий вираз

$$V^2 = \dot{y}^2 + \dot{z}^2 = \dot{y}^2 + \frac{(y\dot{y})^2}{R^2 - y^2}. \quad (30)$$

Підставляючи вираз (26) в перше рівняння системи (18), отримуємо

$$m\ddot{y} = -m\omega^2\rho \cdot \sin \alpha + \left(\frac{y}{R} - f \frac{\dot{y}}{V} \right) [m\omega^2\rho (y \sin \alpha + z \cos \alpha) + mgz - mV^2] \frac{1}{R} + Q \frac{\dot{y}}{V}. \quad (31)$$

Оскільки $z = \sqrt{R^2 - y^2}$, то, враховуючи вираз (30), остаточно матимемо

$$m\ddot{y} = -m\omega^2\rho \cdot \sin \alpha + \left(\frac{y}{R} - \frac{f \cdot \dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}} \right) \times \\ \times \left\{ m\omega^2\rho (y \cdot \sin \alpha + \sqrt{R^2 - y^2} \cdot \cos \alpha) + mg\sqrt{R^2 - y^2} - \right. \\ \left. - \frac{m[(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2]}{R^2 - y^2} \right\} \frac{1}{R} + Q \cdot \frac{\dot{y} \sqrt{R^2 - y^2}}{\sqrt{(R^2 - y^2)\dot{y}^2 + (y\dot{y})^2}}. \quad (32)$$

Таким чином, отримано диференціальне рівняння другого порядку (32), в якому невідома лише одна функція y , тобто отримано диференціальне рівняння в так званій нормальній формі, коли вища похідна виражається через нижчі похідні і шукану функцію [4].

Невідому силу Q , що входить в рівняння (32), потрібно знаходити з умов деформації згину бича.

Тому, для розв'язування даного рівняння потрібно спочатку знайти силу Q , або виразити її через відомі величини.

Оскільки рівняння (32) є нелінійним, то його можна розв'язати лише чисельними методами на персональному комп'ютері при заданих початкових умовах, що буде предметом наступного дослідження.

Висновки:

1. Отримане нове диференційне рівняння другого порядку в нормальній формі, яке описує процес динамічної взаємодії гнучкої очисної лопати з головками коренеплодів цукрових буряків.

2. Отримане диференційне рівняння створило теоретичні передумови для побудови математичної моделі динамічної взаємодії, яка дозволить встановити вплив конструктивних параметрів на показники якості процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків.

Список літератури

1. Булгаков В.М., Головач І.В., Уточнена теорія очистки головок коренеплодів на корені гнучкою лопаттю. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, Том XIII, Київ, 2002. – С. 11 – 42.
2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
3. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.
4. Погорельый Л. В., Татьяна Н. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Фильчаков П. Ф. Справочник по высшей математике / П. Ф. Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974 – 743 с.
6. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебн. для высш. технич. заведений / С.М. Тарг – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.

И. Головач, Н. Березовой, О. Черныш, В. Ерёмченко

Теоретические основы взаимодействия гибкой очистной лопаты с головкой корнеплода при доочистке

Предложена новая теория взаимодействия гибкой очистительной лопасти с поверхностью головки корнеплода в процессе ее очистки от остатков ботвы. На основе полученных дифференциальных уравнений движения лопасти, которая шарнирно установлена на приводном валу с горизонтальной осью вращения, приведены новые математические зависимости, которые обосновывают основные параметры данного технологического процесса.

I. Golovach, N. Berezovoj, O. Chernych, V. Eremenko

Theoretical bases of interaction flexible head cleaning shovels advanced treatment of root crops

The new theory of interaction of a flexible blade of the root cleaner with a surface of the top of the root is offered during its clearing of residuals of beet tops. On the basis of the obtained differential equations of motion of a articulated blade, which is installed on the drive shaft with a horizontal axis of rotation, the new mathematical associations are submitted which justify the basic parameters of the given technological process.

Одержано 10.10.12

УДК 631.363.2

Р.В. Кісільов, здобувач, К.Д. Матвєєв, доц., канд. техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, М.В. Свищ, магістрант
Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження бітерних штифтових барабанних дозаторів грубих і соковитих кормів

Досліджено і проаналізовано технологічний процес дозування кормів бітерними барабанними дозаторами з радіальними і похилими пальцями та планетарним дозатором. Отримані рівняння для визначення режимів роботи і експериментальні дані якості роботи та витрат потужності.
дозатор, корми, кормороздавач, радіальні пальці, кормоприготування, дозування, ротаційний бітер

Для дозованої подачі стеблових в'язких матеріалів, грубих і соковитих кормів в технологічних лініях кормоприготування і роздавання їх мобільними кормороздавачами широко використовуються бункерні дозуючі технологічні засоби з застосуванням бітерних штифтових дозаторів різної конструкції: радіальні і похилі пальці гребінок з постійним і змінним кутом входження в моноліт корму [1]. Технологічний процес дозованої подачі кормів в бункерному дозаторі відбувається з використанням одно- або двоступеневої системи дозування.

Розглянемо робочий процес бітерного дозатора, який складається з вала, дисків і гребінок з радіальними пальцями з постійним кутом входження в моноліт (рис. 1). Технологічний процес відбувається в 4-х квадрантах руху гребінок з пальцями. Представлена кінематика процесу відокремлення корму і взаємодії радіальних пальців бітера з монолітом за один цикл забезпечує стискання і початок руйнування структури в граничній зоні моноліту корму, що визначається кутом α_0 стикання пальців з монолітом і кутом $\alpha_{кр}$ обертання їх до початку руйнування структури моноліту корму; руйнування структури його, відокремлення маси корму від моноліту пальцями і формування на кінці їх тіла волочіння, що обмежується кутом α_1 формування тіла волочіння корму; рух тіла волочіння в контакт з неущільненим середовищем, відокремлення додаткової порції кормової маси, вільне переміщення матеріалу вздовж пальця, що відбувається до кінця 1-го квадранта і обмежується кутом обертання $\alpha_1 \leq \pi$; розвантаження пальців бітера від маси корму, який знаходиться у 2-му квадранті і вивантаження на поперечний транспортер.

З розглянутої схеми дії сил бітерного дозатора видно, що відокремлення дозованої порції корму від моноліту відбувається під дією колового зусилля пальців гребінки P_k . Горизонтальна складова $P_{кх}$ в 1-му квадранті направлена по ходу бурта корму і при стисканні його відокремлює частки, які взаємодіють з пальцем по ширині перерізу, а потім перекидає їх на вивантажувальний транспортер. В 4-му квадранті ця складова направлена проти поступальної швидкості подаючого транспортера і не відокремлює частки від моноліту, а навпаки втискає їх в граничну зону, гальмуючи переміщення корму в бункері. Втиснуті частки корму протягуються пальцями в кормовому моноліті, при цьому витрачається додаткова (безкорисна) робота, яка не зв'язана з процесом відокремлення і дозуванням корму, збільшуючи енергомісткість

процесу. Кут обертання вала бітера на початку руйнування структура моноліту корму, коливається в інтервалі $30-154^0$, що характеризує нестабільність процесу відокремлення кормової маси бітерним дозатором з радіальними пальцями.

Маса корму, яка відокремлена пальцями, переміщується під дією відцентрової сили P_u . Горизонтальна складова P_{ux} відцентрової сили в обох квадрантах направлена проти руху моноліту і викликає негативний вплив на відокремлення кормової маси від основного моноліту.

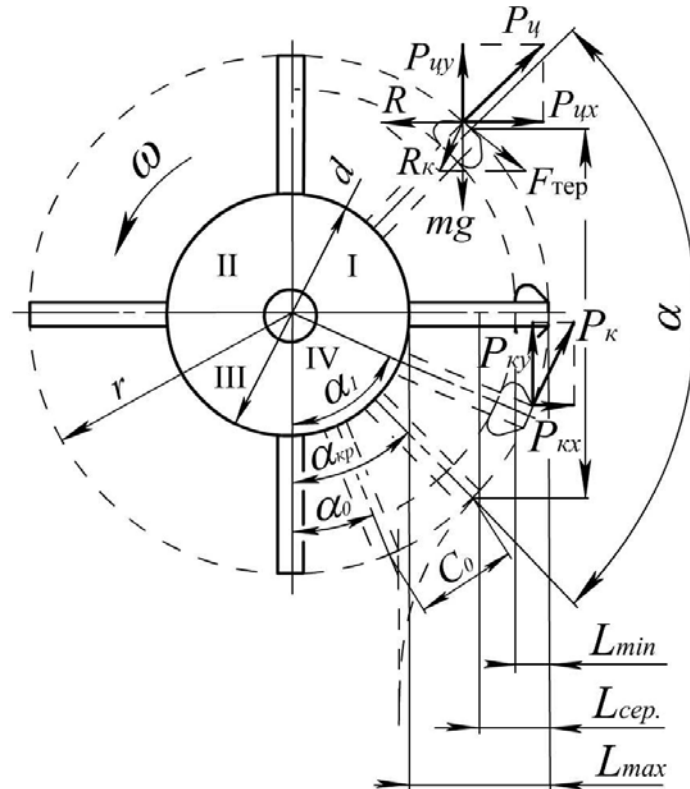


Рисунок 1 – Схема взаємодії радіального пальця гребінки барабанного бітерного дозатора з порцією корму

Аналітичний аналіз процесу показує, що дія пальців гребінки при відокремленні маси корму аналогічна дії клина. Процес відокремлення корму можна представити у вигляді трьох фаз. Перша фаза – стискання і ущільнення робочого шару моноліту корму до максимальної визначеної величини деформації. Ділянка траєкторії руху пальця, на якій відбувається стискання корму, визначається рівнянням $C_0 = \pi r \frac{\alpha_{кр.} + \alpha_0}{180}$. Друга фаза – руйнування моноліту корму, формування тіла волочиння і його рух в контакті із не ущільненим середовищем. Третя фаза – розвантаження пальців гребінки бітера від сформованої порції корму.

Таким чином, в залежності від кута α обертання вала в широких межах змінюється величина деформації. Моноліт корму спучується, деформується і розрихлюється в процесі його відокремлення штифтами гребінки, якщо $\alpha < \frac{\pi}{2}$ і ущільнюється (продавлюється) при $\alpha \geq \frac{\pi}{2}$, що при пульсуючій подачі корму транспортером характеризує нестабільність процесу відокремлення і впливає на точність, рівномірність дозування та збільшення енергоємності процесу.

Для оцінки витрат енергії в IV і I квадрантах розглянемо визначений зрівноважений процес дозування корму. Потужність на привід вала бітера в загальному вигляді розраховується за формулою:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_{xx}, \quad (1)$$

де N_1, N_2, N_3, N_{xx} – відповідно потужність, яка витрачається на подолання сил тертя пальців гребінки в моноліті, деформацію маси корму моноліту, отримання кінетичної енергії відокремлення порції корму і холостий хід дозатора.

При визначенні потужності була використана раціональна формула академіка В.П. Горячкіна. Сила опору пальців в процесі відокремлення порції корму:

$$P_1 = f \cdot R_k, \quad (2)$$

де f – коефіцієнт тертя пальців з кормом по поверхні;

R_k – реакція моноліту корму.

Сила опору на стискання і ущільнення корму

$$P_2 = K \cdot a \cdot b, \quad (3)$$

де K – питомий опір корму, який залежить від молекулярних сил зчеплення часток;

$a \cdot b$ – площа перерізу відокремленого шару корму у напрямку руху пальців.

Складова сила P_2 руйнує граничний шар моноліту корму і відокремлює корм, долаючи опір сили зчеплення часток, який визначається за формулою:

$$P_2 = F_{num} \cdot \frac{\pi v_n B}{2\omega} \sin \alpha, \quad (4)$$

де F_{num} – питома сила зчеплення часток (визначається експериментально і для розрахунків приймається $F_{num} = 450 \dots 480 \text{ Па/м}^2$);

v_n – швидкість руху пальців, м/с;

B – ширина бітера, м;

$K = F_{num} \cdot \sin \alpha$ – коефіцієнт пропорційності.

При $\alpha \leq \alpha_{кр}$ і $P_{кy} \leq 0$ силу опору пальців P_1 можна не враховувати, тоді з урахуванням витрат на кінетичну енергію відокремленої порції корму, загальна потужність на привід вала бітера складатиме:

$$N = \left\{ \frac{m v_0^2}{r} (\sin \alpha - f_1 \cos \alpha) f - mg v_0 [\cos(\omega t + \alpha) + f_1 \sin(\omega t + \alpha)] + \right. \\ \left. + F_{num} \frac{v_n B \pi r \sin \alpha}{2 v_\delta} + \frac{m v_0^2}{2} \right\} \cdot v_0 + N_{xx}, \quad (5)$$

де v_0 – колова швидкість руху бітера, м/с;

f_1 – коефіцієнт внутрішнього тертя.

Частоту обертання бітерного дозатора визначаємо з рівняння:

$$n_0 = 30 H v_n K_0 \frac{1}{D_0^2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} z} \cdot \frac{K_p \cdot K_s}{\text{sek}^2 \phi'}, \quad (6)$$

де H – висота бункера дозатора, м;

D_6 – діаметр бітера, м;

K_0 – коефіцієнт, який враховує відставання кормового моноліту від швидкості руху конвеєра;

K_p – ступінь розрихлення корму;

K_z – коефіцієнт заповнення бункера;

φ' – кут внутрішнього тертя;

α – кут між гребінками;

z – кількість гребінок бітера.

Таким чином, загальна потужність приводу робочого органа ротаційного бітера залежить від маси корму, питомої сили зчеплення часток, діаметра барабана, колової швидкості руху бітера, фізико-механічних властивостей матеріалу і кута взаємодії пальців з кормом. Тому бітерні дозатори-відокремлювачі з радіальними пальцями при мінімальній, середній і максимальній подачі нерівномірно дозують матеріал, а на привод його витрачається багато енергії на стискання і ущільнення корму. У дозаторів ПЗМ–1,5, КТУ–20.000, ПДК–10 (Україна), С–120 Супер (Італія) та ін. з одностадійним дозуванням силосу і соломи нерівномірність подачі маси складає 30...59%, а потужність встановлених двигунів – 5,2...10 кВт.

Для зменшення витрат енергії запропонована конструкція пальців з трикутним, ромбовидним або тонким прямокутним їх перерізом і похилим розташуванням пальців. З урахуванням матеріалу пальців (коефіцієнт тертя по сталі для силосу і сінажу $\varphi = 27^\circ$, соломи 17°), критичний кут нахилу пальців для зчісуючих і відокремлюючих бітерів пропонується вибирати в межах $60...75^\circ$. Це забезпечує ефективну взаємодію похилих пальців з монолітом і зменшує витрати енергії та коефіцієнт нерівномірності подачі корму.

При аналітичному дослідженні і проектуванні конструкцій активного бітерного дозатора із змінним кутом входження пальців в моноліт корму, було встановлено, що при обертанні бітера на кут π пальці в переносному русі повинні бути розташовані під кутом $\frac{\pi}{2}$ до вісі y , що свідчить про відповідність вимогам технологічного процесу вивантаження корму.

На підставі математичного аналізу плоских еліптичних кривих вищого порядку такому руху відповідають криві завитку Паскаля [2].

Положення пальців такого бітера визначається напрямками радіусів – векторів, які проведені з центра обертання O_1 . Як видно з рисунка 2, дія пальця активного бітера на кормовий моноліт відбувається при мінімальній подачі по дузі K_4K_8 , а при максимальній – по K_2K_{10} , це значно збільшує пропускну спроможність і призводить до більш точного узгодження об'єму відокремленого корму і руху транспортера, що покращує рівномірність подачі корму. Площа поперечного перерізу шару корму, який відокремлюється пальцями бітера, більш стабільніша і представляє собою площу параболічного сегмента:

$$F_n = \frac{R_y}{2} \left(\frac{\pi \cdot \alpha}{180} - \sin \alpha \right), \quad (8)$$

де R_y – радіус умовного кола завитка Паскаля, який описується кінцями пальців бітера;

α – центральний кут дуги взаємодії пальця з монолітом корму.

Для визначення режимів роботи розробляємо кінематику руху планетарного бітера з змінним кутом установки пальців (рис. 3). Приймаємо напрямок руху кривошипа проти годинникової стрілки, а бітерних граблін – за годинниковою стрілкою, що забезпечує умови виконання технологічного процесу дозування корму. Обертання на бітерні граблینی передається за допомогою зубчастого планетарного механізму, який складається з центральної жорстко встановленої шестерні, крізь яку проходить з зазором цапфа центрального вала, двох проміжних шестерень і чотирьох шестерень, встановлених на цапфах граблін.

Бітери, які обертаються на зустріч подачі корму, пальцями врізаються в кормову масу, розрихлюють і відокремлюють дозовану масу корму і коловою та відцентровою силами перекидають її на поперечний конвеєр-дозатор, що зменшує витрати енергії на деформацію корму.

Умовна частота руху барабана визначається з рівняння:

$$n_y = \frac{q_c}{l^2 \cdot \sin \varphi' \cdot L \cdot \gamma}, \quad (9)$$

де q_c – секундна подача корму одним бітером;

l – довжина пальця;

φ' – кут внутрішнього тертя стеблової маси ($\varphi' = 50 \dots 55^\circ$);

γ – об'ємна маса корму;

L – довжина граблін.

Проведені експериментальні дослідження показали, що одноступеневі бітерні дозатори з змінним кутом входження пальців (планетарні) і двоступеневі дозатори відповідають зоотехнічним вимогам по рівномірності дозування кормів (відповідно 11-14% і 6,8-7,2%), що підтверджує теоретичні дослідження (рис.4). Дослідження витрат потужності на привод бітерних дозаторів підтвердили, що при використанні дозаторів з радіальними пальцями витрати потужності збільшуються в 2–3 рази у порівнянні з планетарними бітерними дозаторами (рис.5).

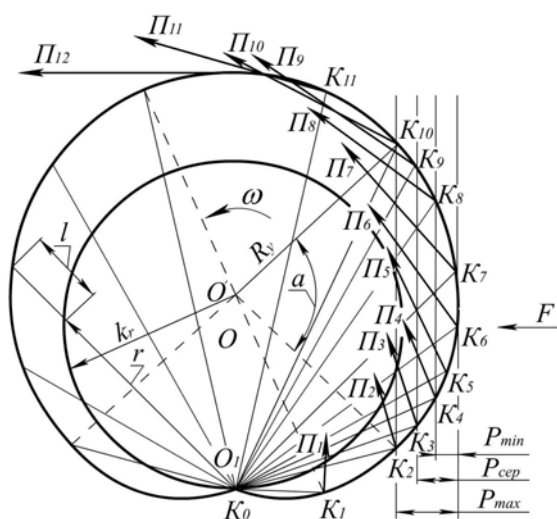


Рисунок 2 – Схема взаємодії пальців бітера з кормовим монолітом

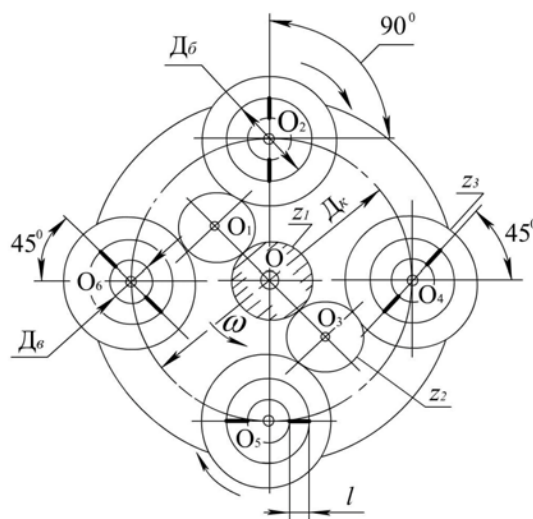
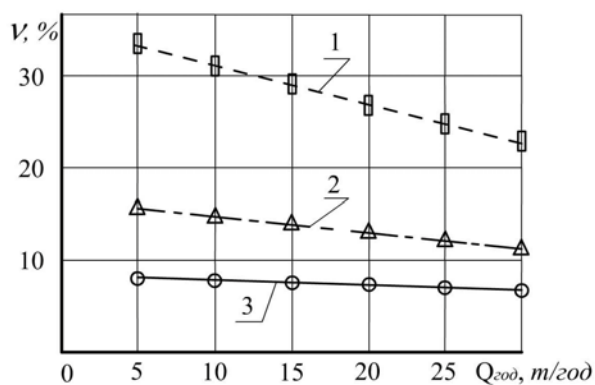
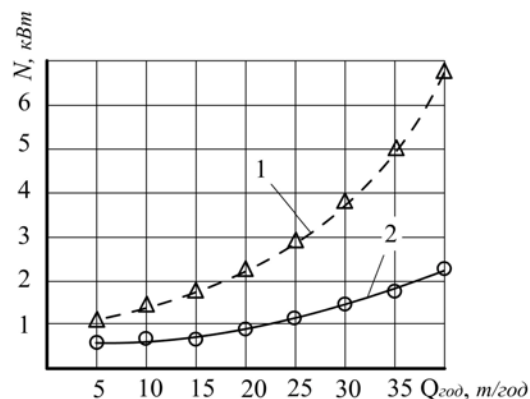


Рисунок 3 – Кінематична схема планетарного механізму приводу



1 – з радіальними пальцями; 2 – з одноступеневим дозуванням; 3 – з двоступеневим дозуванням

Рисунок 4 – Рівномірності дозування корму бітерними дозаторами



1 – з радіальними пальцями; 2 – планетарний

Рисунок 5 – Витрати потужності на привод бітерних дозаторів

Список літератури

1. Сидоренко В.В. Підвищення ефективності та якості дозаторів грубих і соковитих кормів / В.В. Сидоренко, К.Д. Матвеев, П.Г. Лузан, та ін. // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація.– 2008.– Вип. 21.– С. 292.
2. Берман Г.Н. Циклоида / Г.Н. Берман.– М.: Наука, 1980.– С. 112.
3. Ильин В.А. Аналитическая геометрия / В.А. Ильин, С.Г. Поздняков.– М.: Наука, 1988.– С. 223.

Р. Кісільов, К. Матвеев, П. Лузан, І.Павленко, М.В. Свищ

Исследование битерных штифтовых барабанных дозаторов грубых и сочных кормов

Исследовано и проанализировано технологический процесс дозирования кормов битерными барабанными дозаторами с радиальными и наклонными пальцами и планетарным дозатором. Получены уравнения для определения режимов работы и экспериментальные данные качества работы и расхода мощности.

R. Kisilyov, K. Matveev, P. Luzan, I. pavlenko, M.V. Svisch

Research bitter bayonet of drum portioners coarse and succulent fodder

The technological process of forages batching using blade drum-type portioners with radial and inclined pins and planetary portioner is investigated and analyzed. The equations for defining mode of operation and experimental data of work quality and power demand are obtained.

Одержано 11.10.12.

УДК 621.311.245

**В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук, А.М. Мацуй, канд. техн. наук,
Р.В. Жесан, доц., канд. техн. наук, О.М. Сербул, доц., канд. техн. наук**
Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичне обґрунтування вибору типу вітродвигуна для фермерських та індивідуальних господарств

У статті приведені результати теоретичного обґрунтування вибору типу вітродвигуна для фермерських та індивідуальних господарств. Показано, що у вітродвигунів з двома, трьома та чотирма лопатями на великих висотах не виникають навантаження, прикладені до кінця вала і підшипників. Вітродвигуни за умов фермерських та індивідуальних господарств працюють на висотах до 30 м, де епіюра швидкості вітру нерівномірна. Встановлено, що у дволопатевого вітродвигуні за таких умов виникають ударні навантаження, ці характеристики ще гірші у чотирилопатевого вітродвигунів. Трилопатевого вітродвигун має найкращі характеристики і його слід рекомендувати для роботи на порівняно невеликих висотах.

вітродвигун, дво-, три-, чотирилопатево вітроколеса, моменти, ударні, циклічні, змінні навантаження, ресурс

В останні роки в Україні все більш гостро стає проблема енергозабезпечення населення, промисловості та сільського господарства у зв'язку зі зменшенням енергоресурсів, зношеністю енергетичного обладнання, старінням і виходом з ладу ліній електропередач. Ця проблема стає більш відчутною у сільській місцевості, де виникає гостра потреба у використанні відновлювальних джерел енергії. Нині найбільш доступним є використання енергії вітру з застосуванням як вітчизняних, так і зарубіжних вітроустановок. Найбільший досвід отримано у застосуванні потужних установок. Менш потужні установки для приватних будинків, індивідуальних та фермерських господарств експлуатуються порівняно недавно, тому часто виходять з ладу, не забезпечують необхідної надійності в роботі. Оскільки на багато питань, що виникають при виборі вітродвигуна для таких споживачів, сьогодні відповіді не існує, тема статті є актуальною. Вона спрямована на реалізацію вимог законодавства України про ресурсозберігаючі технології в енергетиці, промисловості та сільському господарстві.

Теоретичні основи роботи вітродвигунів ще у 1914...1918 рр. заклав М.Є. Жуковський. Потім розробкою і їх застосуванням активно займався Є.М. Фатеев. Деякий час цій проблемі уваги не приділяли. Після ряду енергетичних криз цей напрям в енергетиці відновлюється і бурхливо розвивається у ведучих країнах світу. Серед авторів розробок можливо відмітити Рензо Д., Твайделла Дж., Уейра А. та інших. В Україні сприяють розвитку даного наукового напрямку О. Кулик, О. Холодов, М. Лесечко, О. Синицький, В. Будзьян та інші. Виконані основні теоретичні обґрунтування вітродвигунів, налагоджено їх випуск, використання, однак теоретичним обґрунтуванням вибору їх типу для фермерських та індивідуальних господарств ніхто не займався.

Метою даної роботи є розробка теоретичного обґрунтування вибору типу вітродвигуна для фермерських та індивідуальних господарств, який би забезпечив надійне та тривале енергозабезпечення.

Для даних джерел енергії основним параметром енергетичного поля є швидкість вітру, оскільки потужність вітродвигуна зростає пропорційно кубу цього показника. Вона ще визначається конструктивними параметрами – діаметром, профілем і формою лопатей. Багатолопатеві вітродвигуни мають великий початковий обертальний момент, але вони тихохідні. Малолопатеvim вітродвигунам притаманні малі обертальні моменти, однак вони швидкохідні. Оскільки потужність вітродвигунів не залежить від числа лопатей, в основному використовують малолопатеві пристрої.

Практикою встановлено, що чим потужніша вітроустановка, тим вона є більш раціональною – підвищений коефіцієнт корисної дії, дешевша одиниця отриманої енергії. Раціональність вітродвигунів також зростає з підвищенням висоти їх установки до 80...120 м. Самий великий у світі генератор енергії вітру було введено у дію біля німецького міста Магдебург. Вітродвигун було встановлено на 120 – метровій бетонній башті. Довжина кожної з трьох лопатей складає 52 м, а їх ширина – до 6 м. Ця установка виробляє до 4,5 мегават електроенергії. Характерною особливістю висотних вітродвигунів є висока вітроенергетика і рівномірність епюри швидкостей вітру, тобто у даних зонах у будь-якій точці вітрового колеса діє певна незмінна швидкість руху повітряних мас. В індивідуальному використанні вітродвигуни працюють на значно менших висотах – до 30 м і мають значно меншу потужність. Висота щогли у фермерському господарстві має велике значення. Широко використовують стандартну висоту щогли 10 м від поверхні землі. Враховуючи те, що швидкість вітру збільшується пропорційно висоті, на рівні 20 м енергетика потоку буде у півтора рази більша порівняно з рівнем 10 м [1]. Тому у фермерському господарстві доцільно використати щоглу з граничною висотою 30 м. Крім того, необхідно враховувати, що вітродвигун буде працювати в умовах невіривняної епюри швидкостей вітру, де з висотою швидкість практично лінійно буде зростати.

Зважаючи на сказане, розглянемо роботу вітродвигунів з малою кількістю лопатей в умовах потужних енергетичних установок і за умов фермерських господарств.

За умов потужних енергетичних установок їх вітроколеса працюють при незмінних швидкостях вітру. Найбільш розповсюдженими є установки з двома, трьома та чотирма лопатями. Повітряні маси, обтікаючи лопаті, створюють сили, які викликають їх обертання. Однак на лопаті діють ще й сили, які прикладені у площині, перпендикулярній обертанню, що згибають кінець вала у точці кріплення вітряного колеса і радіально навантажують підшипники. Розглянемо дію саме цих сил на вітроустановку з різними лопатеvim системами. Для спрощення будемо рахувати, що лопать має плоску поверхню, перпендикулярно розташовану до напрямку дії вітру, і вона виконана у вигляді прямокутника.

Сила, що виникає від дії вітру на таку лопать, буде дорівнювати [2]

$$F = k\rho Sv^2, \quad (1)$$

де k – сталий коефіцієнт;

ρ – густина повітряних мас;

S – площа лопаті;

v – швидкість вітру.

Якщо лопать умовно рахувати прямокутною з радіусом R і шириною b , то $S=Rb$. Сила F (1) буде прикладеною до середини лопаті, тобто на відстані $R/2$ від вала. Тоді згинальний момент, прикладений до кінця вала і підшипника, буде дорівнювати

$$M = \frac{R}{2} k\rho Sv^2. \quad (2)$$

Якщо швидкість вітру v не змінюється, то сила, що діє на лопать також буде незмінною. Незмінним буде і момент M у будь-якому положенні лопаті при її обертанні.

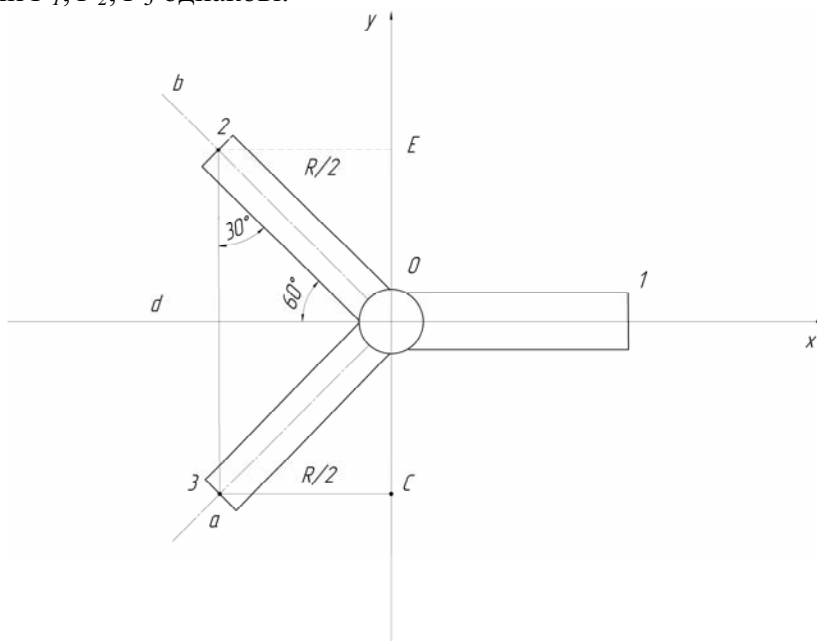
У дволопатовому вітродвиуні один момент M_1 першої лопаті буде діяти у площині, що проходить через лопаті і вал. У цій же площині буде прикладений момент M_2 другої лопаті. Оскільки моменти M_1 і M_2 однакові за величиною і протилежно направлені та діють у одній площині, то вони зрівноважують один одного і на кінець вала і підшипника ніякі зусилля не прикладаються.

У вітродвиуні з чотирма лопатями спостерігаємо таку ж картину, лише тут попарно діють чотири моменти, які також попарно зрівноважуються і сила до кінця вала і підшипників не прикладається.

Розглянемо вітродвиун з трьома лопатями (рис. 1), які розташовані в одній площині під кутами 120° . Тут будуть діяти однакові сили F_1, F_2, F_3 , прикладені до лопатей 1, 2, 3 на відстані $R/2$. Моменти, прикладені до кінця вала і підшипників (точка O) також будуть однакові M_1, M_2, M_3 , але діють вони у різних площинах, які проходять через вісь вала і вісь конкретної лопаті. Знайдемо моменти, що діють у площині, яка проходить через вісь вітродвиуна і вісь координат Ox . Сила F_1 буде прикладена до плеча $R/2$, а сили F_2 і F_3 – до плеча Od , яке з трикутника Odb дорівнює $Od = R/4$. Тоді результуючий момент у даній площині буде дорівнювати

$$M_{p1} = \frac{R}{2}F_1 - \frac{R}{4}F_2 - \frac{R}{4}F_3 = 0, \quad (3)$$

оскільки сили F_1, F_2, F_3 однакові.



1, 2, 3 - лопаті

Рисунок 1 – Схематичне зображення вітроколеса двиуна з трьома лопатями

Крім того, моменти будуть діяти у площині, що проходить через вісь вітродвиуна і вісь координат Oy . Тут моменти будуть викликані силами F_2 і F_3 , які прикладені до плеч $OC=OE$, що з трикутника Odb дорівнюють $bd=OC=OE=0,433R$. Моменти, створені однаковими силами $F_2 = F_3$, які прикладені до однакових плеч, і протилежно направлені в одній площині компенсують один одного. Тобто, і у

вітродвигуні з трьома лопатями, що працює за умов однакових швидкостей вітру, не виникають навантаження, прикладені до кінця вала і підшипників.

Отже, незалежно від конструкції вітроколес, вітродвигуни на висотах з рівномірною епюрою швидкостей працюють у ідеальних умовах, коли на кінець їх вала і підшипника не прикладаються радіальні та згинальні навантаження.

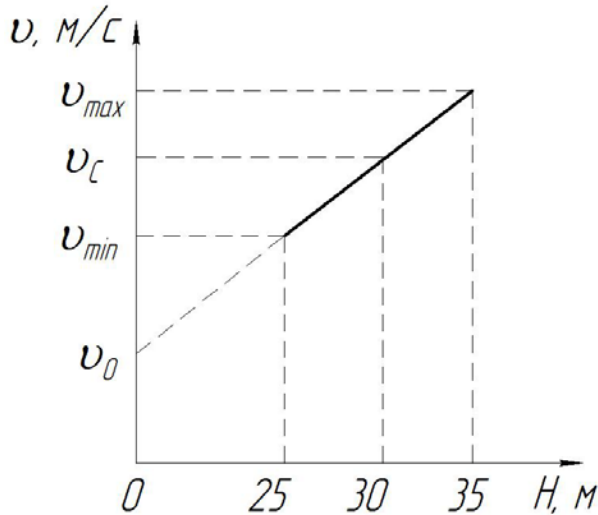


Рисунок 2 – Залежність швидкості вітру від висоти над рівнем поверхні землі в зоні роботи вітродвигуна

Розглянемо роботу таких же вітродвигунів за умов невіривняної епюри швидкостей вітру, наприклад на висоті 30 м і лопатями, що знаходяться у зоні зміни швидкостей як показано на рис. 2. Тоді швидкість вітру наближено змінюється відповідно залежності

$$v = v_0 + k_H H, \quad (4)$$

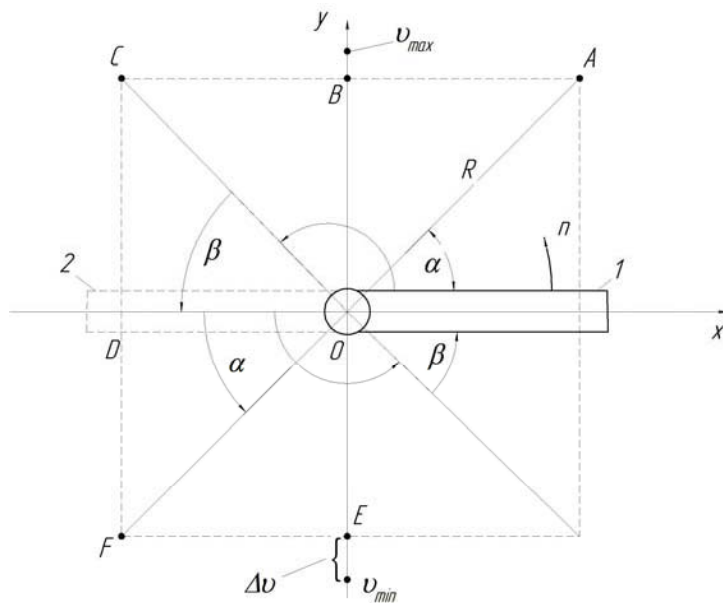
де v_0 – умовна початкова швидкість вітру;

k_H – сталий коефіцієнт, що характеризує залежність;

H – висота вітродвигуна над поверхнею землі.

Якщо вісь вітродвигуна буде на висоті 30 м (рис. 2), то над горизонтальною площиною, яка проходить через вісь обертання, швидкості вітру будуть змінюватися

лінійно від середньої v_c до максимальної v_{max} . Під горизонтальною площиною, навпаки, швидкості вітру будуть лінійно зменшуватися від v_c до v_{min} . За таких умов на лопать при її обертанні будуть діяти змінні середні швидкості вітру, які можливо визначати як середнє арифметичне між найбільшим і найменшим значенням показника. Змінна середня швидкість вітру, що діє на лопать, буде прикладатись до її середини і залежатиме від кута повороту.



1- перша лопать; 2 – друга лопать

Рисунок 3 – Схематичне зображення вітроколеса з двома лопатями

Діапазон швидкостей вітру, який охоплює лопать у певному положенні, визначається її проекцією на вертикальну вісь, тобто відрізком OB (рис. 3). Як показує аналіз, при повороті лопаті 1 на кут α в межах $0 \dots 180^\circ$

$$OB = R \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

Середня змінна швидкість вітру у верхній півплощині буде дорівнювати

$$v_{cзв} = v_c + \frac{(v_{max} - v_c) \sin \alpha}{2}. \quad (6)$$

У нижній півплощині діапазон швидкостей вітру, який охоплює лопать у різних

положеннях, також визначається її проекцією на вертикальну вісь – відрізком OE . При повороті лопаті у нижній півплощині (кути $180^\circ \dots 360^\circ$) можливо рахувати, що рух розпочинається з кута $\alpha = 0$ в межах $\alpha = 0 \dots 180^\circ$. Тоді відрізок OE в діапазоні зміни кутів $0 \dots 180^\circ$ визначається аналогічно, тобто залежністю (5). Швидкість вітру, що діє на кінець лопаті, буде дорівнювати $(v_C - v_{\min}) \sin \alpha$. Тоді різницю швидкостей визначимо за залежністю

$$\Delta v = (v_C - v_{\min}) - (v_C - v_{\min}) \sin \alpha. \quad (7)$$

Швидкість вітру на горизонталі, що проходить через кінець лопаті і точку E (рис. 3), визначимо за залежністю

$$v_{кл} = v_C - (v_C - v_{\min}) \sin \alpha. \quad (8)$$

Середня змінна швидкість вітру, що діє у середній точці лопаті у нижній півплощині, буде дорівнювати

$$v_{Сзн} = v_C - \frac{(v_C - v_{\min}) \sin \alpha}{2}. \quad (9)$$

Враховуючи, що середні змінні швидкості вітру залежать від кута повороту лопаті, сили, які викликають моменти, і самі моменти будуть функціями α . Аналіз показує, що у дволопатовому вітроподвигуні ці показники змінюються в межах $0 \dots 180^\circ$, а далі закономірності повторюються. Тому розглянемо зміну моментів у межах кута $\alpha = 0 \dots 180^\circ$.

У дволопатовому вітроподвигуні в одній площині, що обертається, діє два зустрічно направлені моменти. Результуючий момент, прикладений до кінця вала і підшипників, буде дорівнювати

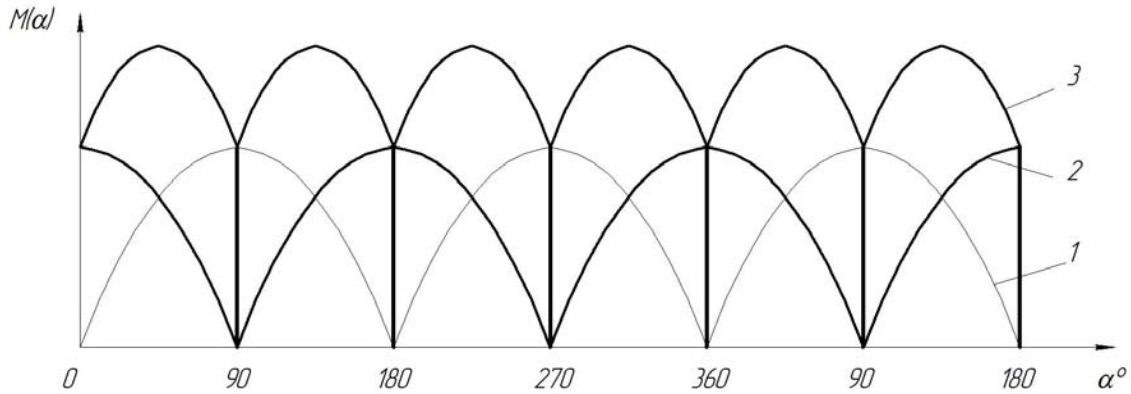
$$M_p(\alpha) = \frac{R}{2} k \rho S \left\{ \left[v_C + \frac{(v_{\max} - v_C) \sin \alpha}{2} \right]^2 - \left[v_C - \frac{(v_C - v_{\min})}{2} \right]^2 \right\}, \quad (10)$$

де α – кут, який змінюється в межах $0 \dots 180^\circ$.

З залежності (10) видно, що результуючий момент, прикладений до кінця вала, має певне значення. При $\alpha = 0$ і $\alpha = 180^\circ$ він дорівнює нулю і кінець вала не навантажений. При інших положеннях лопатей момент залежить від кута α і визначається як конструктивними параметрами R , S і фізичними параметрами k , ρ , так і значеннями швидкостей v_{\min} , v_C , v_{\max} . При певних значеннях параметрів максимальне значення моменту буде при $\alpha = 90^\circ$. Аналіз показує, що це значення $M_p(\alpha)$ практично може складати половину повного моменту, прикладеного до кінця вала і викликаного силою, що діє на верхню лопать у її вертикальному положенні. Тобто, цей результуючий момент $M_p(\alpha=90^\circ)$ великий і відчутно навантажує кінець вала і підшипник. За один оберт вала відбувається два таких удари. Оскільки за один оберт кожна з лопатей перебуває у верхній і нижній півплощинах у вертикальному положенні, то згинальний момент матеріал вала в точці кріплення з одного боку стискує, а з іншого розтягує. Потім ці положення змінюються місцями. Таке циклічне і змінне навантаження поступово руйнує матеріал вала. На підшипники при цьому діє ударне навантаження, яке їх поступово виводить з ладу. Такий стан негативно впливає на ресурс вітроподвигуна і може приводити до частих аварійних зупинок.

Вітроподвигун з чотирма лопатями буде мати аналогічні залежності для моментів які діють у двох перпендикулярно розташованих площинах. Результуючий момент у площині лопатей 1 і 2 описується рівнянням (10), а результуючий момент у площині лопатей 3 і 4 аналогічними рівняннями, лише він буде випереджати перший на 90° . Зміна результуючих моментів $M_{p1}(\alpha)$ і $M_{p2}(\alpha)$ показана на рис. 4.

З рис. 4 видно, що умови роботи чотирилопатевого вітродвигуна значно гірші порівняно з дволопатевою моделлю. Тут за один оберт виникає не два, а чотири удари по підшипнику і відбувається чотири цикли стиснення-розтягування вала в точці кріплення лопатей. Момент, прикладений до підшипника та до кінця вала у



1- результуючий момент у площині лопатей 1-2; 2 – результуючий момент у площині лопатей 3-4;
3 – сумарний момент, прикладений до кінця вала і підшипників

Рисунок 4 – Графіки зміни моментів у чотирилопатевоу вітродвигуні

чотирилопатевоу вітродвигуні, в $\sqrt{2}$ разів більший порівняно з дволопатевою моделлю.

Отже, чотирилопатевоу вітродвигуна має значно гірші експлуатаційні характеристики порівняно з дволопатевою і його використовувати у фермерському господарстві недоцільно.

Дослідження вітродвигуна з трьома лопатями на невеликій висоті практично зводиться до досліджень за умов рівномірної епюри швидкостей вітру. Необхідно знайти ті ж моменти, однак слід врахувати їх залежність від кута повороту лопатей. Тут сили, що діють на середину лопаті, будуть залежати від кута повороту α і визначатись різними формулами, оскільки лопаті при обертанні змінюють півплощини – верхню і нижню. Крім цього кожна з лопатей розпочинає свій рух за інших початкових умов – з різних початкових кутів. Приймемо за ведучу ланку лопать 1, яка здійснює поворот в межах $0 \dots 360^\circ$. Тоді лопаті 2 і 3 здійснять такий же поворот, але починаючи рух відповідно з випередженням на 120° і 240° , тому це необхідно враховувати при моделюванні процесу. При визначенні сил, що діють на лопаті, будуть справедливими залежності (6) і (9), а прикладені ці сили будуть відповідно до знайдених плеч $R/2$, $R/4$ і $0,433R$. Результуючий момент у площині лопаті 1 $M_{p1}(\alpha)$ відповідає залежності (3), а результуючий момент у перпендикулярній до неї площині дорівнює

$$M_{pn}(\alpha) = M_{2n}(\alpha) - M_{3n}(\alpha), \quad (11)$$

де $M_{2n}(\alpha)$ і $M_{3n}(\alpha)$ – моменти, що відповідають силам F_2 і F_3 та плечу $0,433R$.

В процесі комп'ютерного моделювання обертання лопатей вітродвигуна з трилопатевою вітроколесою визначалися середні змінні швидкості вітру, що діють на кожен лопать у різних її положеннях, прикладені до лопатей сили і моменти $M_{11}(\alpha)$, $M_{21}(\alpha)$, $M_{31}(\alpha)$ у площині першої лопаті відповідно створені силами, прикладеними до першої, другої і третьої лопаті, та результуючий момент, який діє на кінець вала та підшипники у даній площині. Результати математичного моделювання зведені до табл. 1.

Таблиця 1 - Значення моментів, що діють у площині першої лопаті і прикладені до кінця вала і підшипників трилопатевого вітродрвигуна

α°	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$M_{11}(\alpha)$	18,0	21,12	23,57	24,5	23,57	21,12	18,0	21,12	23,57	24,5	23,57	21,12	18,0
$M_{21}(\alpha)$	11,79	10,56	9,0	7,56	6,59	6,25	6,59	7,56	9,0	10,56	11,79	12,25	11,79
$M_{31}(\alpha)$	6,59	6,25	6,59	7,56	9,0	10,56	11,79	12,25	11,79	10,56	9,0	7,56	6,59
$M_{p1}(\alpha)$	-0,38	4,32	7,98	9,38	7,98	4,32	-0,38	1,32	2,78	3,38	2,78	1,32	-0,38

В табл. 1 приведені відносні значення моментів, визначених при швидкостях $v_{min} = 4$ м/с, $v_C = 6$ м/с, $v_{max} = 8$ м/с та умовному при рівнянні $k\rho SR = 1$, що не впливає на результати дослідження.

Результати комп'ютерного моделювання навантаження кінця вала і підшипників трилопатевого вітродрвигуна у площині, перпендикулярній площині першої лопаті, наведені в табл. 2. Тут визначалися моменти $M_{2п}(\alpha)$ і $M_{3п}(\alpha)$, викликані силами $F_2(\alpha)$ і $F_3(\alpha)$, що діють на плече $0,433R$, та результуючий момент $M_{рп}(\alpha)$, прикладений до кінця вала та підшипників.

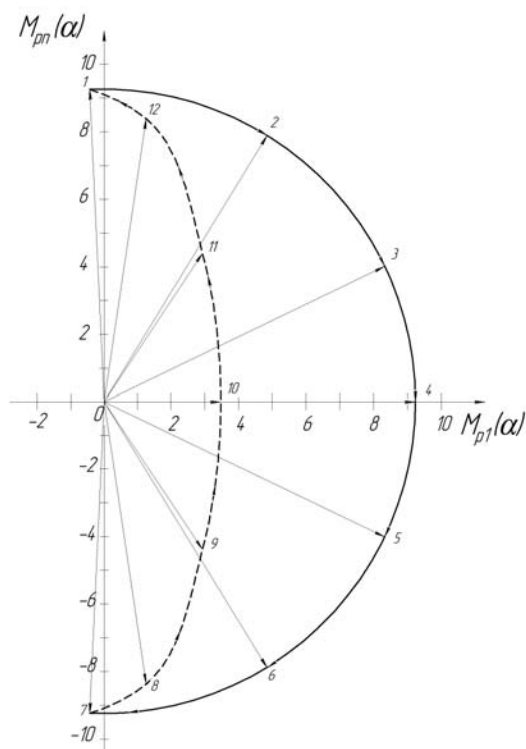
Таблиця 2 - Значення моментів, що діють у площині, перпендикулярній площині першої лопаті і прикладені до кінця вала і підшипників трилопатевого вітродрвигуна

α°	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
$M_{2п}(\alpha)$	20,41	18,29	15,59	13,10	11,41	10,82	11,41	13,10	15,59	18,29	20,41	21,22	20,41
$M_{3п}(\alpha)$	11,41	10,82	11,41	13,10	15,59	18,29	20,41	21,22	20,41	18,29	15,59	13,10	11,41
$M_{рп}(\alpha)$	9,0	7,47	4,18	0	-4,18	-7,47	-9,0	-8,12	-4,82	0	4,82	8,12	9,0

Зданих табл. 2 видно, що момент $M_{p1}(\alpha)$ за один оберт вала здійснює дві коливальні півхвилі як і дволопатевого вітродрвигун. Момент $M_{рп}(\alpha)$ за характером повторює зміни $M_{p1}(\alpha)$, але за фазою він зміщений на кут 90° . Максимуми моментів майже однакові – 9,38 і 9,0 умовних одиниць. Максимум результуючого моменту $M_p(\alpha)$ дволопатевого дрвигуна за цих же умов складає 12 умовних одиниць. Отже, за амплітудними характеристиками трилопатевого вітродрвигун дещо кращий.

На стан вітродрвигуна впливає не лише навантаження, а і характер його прикладення. Як було показано, у дволопатевого пристроях відбуваються ударні навантаження на підшипники практично в одній точці та змінні цикли стиснення – розтягування матеріалу вала в точці кріплення лопатей. У трилопатевого вітродрвигуні механізм впливу буде іншим, оскільки на кінець вала і підшипники діють відразу два моменти з практично однаковими максимумами у взаємо перпендикулярних площинах і зсунуті між собою на 90° . Це дозволяє розглянути їх в декартовій системі координат. Зважаючи на те, що моменти є векторними величинами, їх сума буде векторною величиною в декартовій системі координат (рис. 5). Нанесемо на рис. 5 вектори у відповідності з даними табл. 1 і табл. 2.

З рис. 5 видно, що у трилопатевого вітродрвигуна не виникають ударні навантаження на кінець вала і підшипник. Навантаження наближене до максимального при повороті на кут $0...180^\circ$, але воно плавно змінюється. У другій половині оберту (кут дорівнює $180...360^\circ$) навантаження плавно зменшуються майже в три рази з наступним плавним зростанням до найбільшого значення на початку нового циклу.



1...12 – вектори результуючого момента, що відповідає кутам повороту - 30°, 60°, ..., 330°, 360°

Рисунок 5 – Характер зміни результуючого момента, що діє на кінець вала і підшипники трилопатевого вітродвигуна

Тобто, складові моменти приймають нульові значення, однак результуючий момент їх не має, що позбавляє дану конструкцію ударних навантажень. Плавні зміни навантаження покращують умови роботи такого вітродвигуна. Тут навантаження не прикладені до точки кріплення лопатей, як у дволопатевому пристрої, а розповсюджені на сектор 0...180°, що позитивно впливає на ресурс трилопатевого вітродвигуна.

Таким чином, трилопатевий вітродвигун в умовах роботи у фермерському господарстві має найкращі характеристики і його слід рекомендувати для використання, однак необхідно мати на увазі, що при його роботі також виникають небажані навантаження, які негативно впливають на ресурс.

На підставі проведених досліджень відкривається перспектива обґрунтованого вибору вітроагрегатів з забезпеченням надійного енергопостачання тривалістю до 25 років та їх використання у комбінованих енергетичних системах.

Список літератури

1. Падалка Д. Формула “ветровой” энергии. О преимуществах использования ветровых установок / Д. Падалка, М. Голибардова // Приватный дом.- 2010.- №10.- С.12-20.
2. Милович А.Я. Теория динамического взаимодействия тел и жидкости / Милович А.Я. – М.: Госиздат лит. по строит. и архит., 1955.- 310с.

В. Кондратец, А. Мациуї, Р. Жесан, А. Сербул

Теоретическое обоснование выбора типа ветродвигателя для фермерских и индивидуальных хозяйств

В статье приведены результаты теоретического обоснования выбора типа ветродвигателя для фермерских и индивидуальных хозяйств. Показано, что у ветродвигателей с двумя, тремя и четырьмя лопастями на больших высотах не возникают нагрузки, приложенные к концу вала и подшипникам. Ветродвигатели в условиях фермерских и индивидуальных хозяйств работают на высотах до 30 м, где эпюра скоростей ветра неравномерная. Установлено, что в двухлопастном ветродвигателе в этих условиях возникают ударные нагрузки, эти характеристики еще хуже в четырехлопастных ветродвигателях. Трехлопастной ветродвигатель имеет наилучшие характеристики и его необходимо рекомендовать для работы на сравнительно небольших высотах.

V. Kondratec, A. Maciui, R. Zhesan, A. Serbul

Theoretical ground of typeselection windengine for farmer and individual economies

In the article the results of theoretical ground of typeselection windengine are resulted for farmer and individual economies. It is rotined that at windengines with two, three and four blades on large heights are not loadings, attached by the end of billow and to bearings. Windengines in the conditions of farmer and individual economies work on heights a to 30 m, where the epure of speeds of wind is uneven. It is set that in a twoblade windengine there are the shock loadings in these terms, these descriptions yet worse in fourblade windengine. Trilobate a windengine has the best descriptions and it must be recommended for work on comparatively small heights.

Одержано 05.07.12

УДК 631.33.02

М.І. Васильковський, доц., канд. техн. наук, К.В. Васильковська, асп.,
Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз процесу точного висіву насіння просапних культур і обґрунтування основних напрямків його вдосконалення

У статті розглянуті основні проблеми точного посіву просапних культур, обґрунтовані актуальність та основні напрями його удосконалення для підвищення основних його технологічних показників: продуктивності і якості розподілу насіння в борозні.

точний висів, продуктивна спроможність, якість посіву, швидкість висівного диска, розподіл насіння, середньоквадратичне відхилення

Ефективність вирощування просапних культур в значній мірі залежить від якості їх посіву, який на даний час здійснюється сівалками для точного однозернового посіву з механічними або пневмомеханічними апаратами з висівними елементами переважно дискового типу.

Огляд і аналіз [1] роботи найбільш поширених сучасних апаратів точного висіву свідчать що вони, в наслідок недостатньої досконалості, не в повній мірі забезпечують необхідну якість посіву для певних, насамперед великих норм висіву як при звичайних, так і підвищених до 9...12 км/год робочих швидкостях руху означених сівалок, в наслідок чого вони не в повній мірі відповідають агротехнічним вимогам (АТВ) до них. Це знижує продуктивність і зменшує ефективність посіву просапних культур. Тому усунення цих недоліків, а саме підвищення продуктивності і якості посіву просапних культур, є важливою і актуальною задачею.

Для успішного вирішення такої задачі необхідно визначити і обґрунтувати основні напрями подальшого вдосконалення процесу точного висіву та розробити і запропонувати відповідні технічні рішення, які забезпечать їх ефективну реалізацію.

Розглянемо процес однозернового точного висіву насіння означених культур найбільш поширеними на даний час висівними апаратами з вертикальним висівним елементом (диском), основним недоліком якого є насамперед недостатня рівномірність розподілу насіння в борозні для середніх і великих норм посіву як на звичайних, так і підвищених швидкостях руху посівного агрегату.

Формування однозернового потоку насіння означеними апаратами точного висіву здійснюється їх висівними елементами, переважно дискового типу з робочими отворами або комірками, які спочатку відбирають насіння із загальної маси, що поступає в робочу камеру із бункера, а потім, в процесі їх транспортування диском до викидного вікна і видалення з них зайвого насіння, подають по одному в насіннепровід або сошник. Головними технологічними показниками для оцінки цього процесу являються його продуктивність та рівномірність розподілу насіння в борозні.

Продуктивність однозернового висівного апарату N_a визначається кількістю насіння, яка висівається за одиницю часу. Вона залежить від швидкості (частоти) обертання n висівного елемента та кількості робочих отворів (комірок) z на ньому:

$$N_a = nz, \text{ шт./с.}, \quad (1)$$

Враховуючи, що частота обертання висівного елемента n пов'язана з коловою швидкістю робочих отворів v_o виразом $n = v_o / \pi D$, а кількість робочих отворів z на висівному елементі з їх кроком l_o виразом: $z = \pi D / l_o$, після підстановки в (1) представлені вирази для n і z отримуємо:

$$N_a = v_o z / \pi D, \quad (2)$$

$$\text{або} \quad N_a = v_o / l_o, \quad (3)$$

де D - діаметр розташування робочих отворів на висівному елементі, м.;

Параметри n , v_o і z висівного елемента (диска) є обмеженими певними їх максимальними значеннями n_{max} , $v_{o(max)}$, z_{max} , які залежать насамперед від типу і конструктивних особливостей висівного апарата, а також від інших факторів, що впливають на надійність і якість формування однозернового потоку і визначають його максимальну продуктивну спроможність $N_{a(max)} = n_{max} z_{max} = v_{o(max)} z_{max} / \pi D$, шт./с, в межах якої можливо отримати якісне однозернове заповнення робочих отворів висівного елемента насінням, що є головною умовою, необхідною для створення рівномірного насінневого потоку. Для цього необхідно, щоб продуктивна спроможність висівного апарата $N_{a(max)}$ була достатньою, тобто не меншою, ніж максимальна продуктивність $N_{c(max)}$ посіву насіння сівалкою в борозну, а саме:

$$N_{a(max)} \geq N_{c(max)}, \quad (4)$$

де

$$N_{c(max)} = V_{c(max)} m_{(max)}; \quad (5)$$

$V_{c(max)}$ – максимальна робоча швидкість руху сівалки, м/с;

$m_{(max)}$ – максимальна норма висіву насіння на погонному метрі, шт./м.

При недостатній продуктивній спроможності висівного апарата $N_{a(max)}$, реалізація умови (4) може досягатися відповідним зниженням продуктивності сівалки N_c за рахунок зменшення її робочої швидкості V_c . Це веде до зменшення технологічної ефективності сівалки на відповідних нормах посіву. Наприклад, для найбільш поширеної сучасної вітчизняної сівалки для точного посіву цукрових буряків УПС 12, при збільшені норми посіву насіння в межах, передбачених АТВ, згідно її інструкції по експлуатації [2], її робочу швидкість V_c необхідно зменшувати в межах від 9 до 2,5 км/год, тобто більше ніж в 3 разі. Це свідчить про суттєву недостатність продуктивної спроможності $N_{a(max)}$ їх висівних апаратів і про необхідність її значного збільшення.

Аналіз рівнянь (1)...(3) показує, що підвищення продуктивності означених апаратів формально можливе як за рахунок підвищення швидкості обертання висівних елементів n та їх робочих отворів v_o , так і за рахунок збільшення кількості робочих отворів z на висівному елементі, тобто зменшення кроку l_o між ними.

Для більшості сучасних апаратів точного висіву, максимально допустима частота обертання n_{max} висівного елемента (диску), яка визначається величиною граничної швидкості руху робочих отворів (комірок) $v_{o(max)}$, як правило, не перевищує значення 0,35...0,45 м/с. Саме в цих межах швидкостей робочих отворів v_o і експлуатуються реально ці апарати. Тому подальше підвищення їх швидкості понад означених граничних величин для всіх поширених в сільському господарстві сучасних апаратів точного висіву, як правило, призводить до різкого зниження якості заповнення робочих отворів насінням і відповідного суттєвого зменшення рівномірності сформованого апаратом насінневого потоку та до відповідного погіршення кінцевої якості посіву. Тому, подальше підвищення їх продуктивності N_a до необхідної величини $N_{c(max)}$ за рахунок підвищення їх швидкостей n_{max} і $v_{o(max)}$ без відповідного вдосконалення їх робочого процесу і конструкції є не доцільним в наслідок обов'язкового погіршення при цьому не менш важливого технологічного показника – якості посіву.

Наступна можливість підвищення продуктивності означених апаратів, згідно рівняння (3), пов'язана зі зменшенням кроку l_o між робочими отворами за рахунок збільшення їх кількості z на висівному елементі.

Проаналізуємо потенційний резерв такого підвищення продуктивності апарата і оцінімо його вплив на якісний показник його роботи, тобто на кінцеву рівномірність точного пунктирного посіву насіння в борозні.

Потенційний резерв підвищення продуктивності апарата означеним способом при однорядному розміщенні робочих отворів на висівному елементі визначається їх діаметром d_o і кроком l_o між ними. Але діаметр робочих отворів d_o залежить від розмірів насіння і для кожної культури має свої раціональні значення. Тому, фактично єдиним керованим фактором підвищення продуктивності апарата в даному випадку являється зменшення кроку l_o робочих отворів до його мінімального значення $l_{o(\min)}$, який представляє суму:

$$l_o = d_o + \delta, \quad (6)$$

де δ – відстань між робочими отворами.

При $\delta = \delta_{\min} = 0$ маємо:

$$l_o = l_{o(\min)} = d_o, \quad (7)$$

а після підстановки (7) в (3) отримаємо максимальну продуктивність апарата $N_{a(\max)}$ для даного випадку:

$$N^l_{a(\max)} = v_o / d_o. \quad (8)$$

Для випадку багаторядного розміщення робочих отворів на висівному елементі максимальна продуктивність $N^k_{a(\max)}$ буде:

$$N^k_{a(\max)} = k v_o / d_o, \quad (9)$$

де k – кількість рядів робочих отворів на висівному елементі.

Важливо відмітити, що зміна кількості робочих отворів на висівному елементі, насамперед при їх збільшенні, тобто при зменшенні кроку l_o , може негативно впливати на процес їх заповнення насінням, і тому не завжди забезпечує бажаний, тобто позитивний результат підвищення продуктивності висіву при збереження його якості. Тому проведемо аналіз впливу зменшення кроку l_o на другий важливий показник процесу висіву насіння, яким являється кінцева рівномірність його розподілу в борозні.

Для зручності аналізу поділимо умовно весь технологічний процес висіву на наступні три стадії (фази), які протікають одна за одною в наступній послідовності:

1) формування однозернового насінневого потоку висівними елементами, при якому здійснюється спочатку відбір насіння робочими отворами або комірками із загальної маси, що поступає в робочу камеру із бункера, а потім, в процесі його транспортування до викидного вікна, здійснюється видалення зайвого насіння з висівного елемента;

2) подача насіння у викидне вікно і його рух до дна борозни;

3) укладка насіння в борозну та його загортання ґрунтом.

Остаточна, тобто кінцева якість розподілу насіння в борозні залежить від характеру функціонування всіх означених фаз, але насамперед вона визначається рівномірністю, сформованого насінневого потоку в першій фазі процесу, а потім від ступені її збереження в наступних двох фазах. Тому розглянемо спочатку формування насінневого потоку в першій фазі процесу і проаналізуємо фактори, які визначають його рівномірність.

Аналіз показує, що рівномірність сформованого висівним елементом насінневого потоку в першій фазі процесу визначається наступними двома факторами, а саме: якістю однозернового заповнення робочих отворів насінням та рівномірністю інтервалів їх розташування на висівному елементі.

При наявності комірок на висівного елементі їх діаметр d_k , з метою підвищення надійності їх заповнення насінням, завжди приймається більшим, ніж максимальний розмір (діаметр) насіння d_c для відповідної фракції. А тому, фактичний крок l_a між центрами двох суміжних насінин на висівному елементі апарата може коливатися від середнього кроку розташування робочих отворів на висівному елементі \bar{l}_0 в межах $\pm \sigma_a$. Тобто $l_o = \bar{l}_0 \pm \sigma_a$, де σ_a – середньоквадратичне відхилення інтервалів для насіння на висівному елементі, яке пов'язане з неточністю виготовлення робочих отворів та їх розміщення на висівному елементі, а також зі зміщенням центрів ваги насіння відносно центрів робочих отворів.

Таким чином, рівномірність насінневого потоку, сформованого висівним елементом залежить не тільки від якості заповнення його робочих отворів, а також від неточності їх виготовлення та асиметричності розташування насіння відносно них на висівному елементі. Тому, навіть при наявності 100% однозернового заповнення робочих отворів насінням, сформований висівним елементом насінневий потік на виході із висівного апарата, як правило, має певну нерівномірність, яка надалі, в наступних двох фазах процесу висіву, в залежності від наявності певних умов і факторів, може як збільшуватися, так і зменшуватися. Оцінка цієї нерівномірності інтервалів (кроку) для насінневого потоку на виході із апарата здійснюється показниками абсолютної нерівномірності σ_a - середньоквадратичним відхиленням та відносної нерівномірності v_a – коефіцієнтом варіації, який визначається за формулою:

$$v_a = 100 \% \sigma_a / \bar{l}_0. \quad (10)$$

З рівняння (10) витікає, що відносна нерівномірність, тобто коефіцієнт варіації v_a , сформованого висівним елементом насінневого потоку, буде тим вищою, чим менший середній крок \bar{l}_0 розміщення робочих отворів на висівному елементі. Тому згідно рівняння (10), для підвищення рівномірності насінневого потоку на виході із апарата, необхідно збільшувати величину кроку \bar{l}_0 робочих отворів на висівному елементі за рахунок зменшення їх кількості z . Але зменшення кількості робочих отворів на висівному елементі автоматично знижує продуктивність апарата і тому, для забезпечення якісного посіву великих норм, необхідно зменшувати швидкість руху посівного агрегату або вдосконалювати процес точного посіву означених культур і засоби його реалізації в напрямку підвищення їх швидкісної спроможності.

Найбільш важливе практичне значення для точного посіву мають показники розподілу насіння в борозні. Тому розглянемо очікуваний результат розподілу вихідного потоку в борозні при зміні кроку розміщення робочих отворів на висівному елементі, за умовою, що в наступних двох фазах процесу висіву не відбувається його перерозподіл.

З умови рівності продуктивності висіву насіння апаратом N_a і сівалки N_c в борозну можна записати

$$V_o / l_o = V_c / l_o, \quad (11)$$

Звідки крок розміщення насіння в борозні l_o буде:

$$l_o = l_o V_c / V_o. \quad (12)$$

Тоді, зробивши заміну $l_o = \bar{l}_0 \pm \sigma_a$, рівняння (12) може бути представлено наступним чином

$$l_o = \bar{l}_0 V_c / V_o \pm \sigma_a V_c / V_o \quad (13)$$

З іншого боку

$$l_o = \bar{l}_o \pm \sigma_o, \quad (14)$$

де \bar{l}_o - середній крок між насінинами в борозні; σ_o - показник абсолютної нерівномірності (середньоквадратичне відхилення) насіння в борозні.

$$\text{Так як} \quad \bar{l}_o = \bar{l}_o V_c / V_o, \quad (15)$$

$$\text{то} \quad \sigma_o = \sigma_a V_c / V_o. \quad (16)$$

З рівняння (16) слідує, що абсолютна нерівномірність, тобто середньоквадратичне відхилення розподілу σ_o насіння в борозні буде в стільки разів більше відповідного показника для вихідного потоку насіння σ_a , в скільки разів поступова швидкість руху сівалки V_c більша швидкості V_o обертання робочих отворів висівного елемента.

Згідно визначення, показник відносної нерівномірності, тобто коефіцієнт варіації насіння в борозні v_σ дорівнює

$$v_\sigma = \frac{\sigma_o}{\bar{l}_o} \cdot 100\% \quad (17)$$

Після підставлення в рівняння (17) виразів (15) і (16) отримаємо

$$v_\sigma = \frac{\sigma_a \cdot \frac{V_c}{V_o}}{\bar{l}_o \cdot \frac{V_c}{V_o}} \cdot 100\% = \frac{\sigma_a}{\bar{l}_o} \cdot 100\% = v_a. \quad (18)$$

З рівняння (18) слідує, що за умови відсутності перерозподілу насінневого потоку в другій і третій фазах, відносна нерівномірність розподілу насіння в борозні дорівнює відносній нерівномірності розподілу насіння у вихідному потоці.

Розглянемо основні причини, які приводять до перерозподілу сформованого вихідного насінневого потоку в наступних фазах і визначимо необхідні умови для їх усунення або зменшення негативного впливу.

Перерозподіл інтервалів між насінням в заключній фазі висіву, тобто в процесі їх укладки в борозну, як правило, здійснюється або за рахунок відскоку насіння від борозни і їх наступного неоднакового польоту в повздовжньому напрямку, або за рахунок їх нерівнозначного перекочування по борозні в наслідок наявності значної відносної швидкості та різних розмірів, форми та орієнтації окремих насінин відносно дна борозни.

Одна з основних умов виключення перерозподілу вихідних інтервалів в процесі укладки насіння в борозну полягає в усуненні можливості їх перекочування насамперед шляхом погашення відносної швидкості насіння в борозні. Для цього необхідно забезпечити зменшити різницю повздовжньої складової швидкості викиду насіння з апарата зі швидкістю переміщення посівного агрегату при протилежному направленні їх векторів.

Вирішення такого завдання також пов'язане з необхідністю суттєвого підвищення швидкості викиду насіння з робочих отворів висівних елементів до величини поступальної швидкості посівного агрегату, реальний розрив між якими для більшості сучасних як вітчизняних, так зарубіжних сівалок точного посіву просапних культур є досить великий. Наприклад, якщо гранично допустимі швидкості робочих отворів висівних елементів найбільш поширених сівалок не перевищують значення 0,3 – 0,5 м/с, то їх робочі швидкості, згідно агротехнічних вимог, повинні досягати до 2,5 – 3,3 м/с. Усунення цього розриву можливе лише на основі суттєвого вдосконалення процесу точного висіву і створення нових більш швидкісних висівних апаратів, що дозволить покращити їх функціонування як в першій, так і в третій фазах і забезпечить підвищення їх ефективності на точному посіву просапних культур як за рахунок збільшення його продуктивності, так і якості.

Таким чином, з аналізу означеного процесу можна зробити наступні висновки:

1) Найбільш поширені сівалки точного посіву просапних культур є недостатньо досконалими і тому не в повній мірі задовольняють агротехнічні вимоги до них;

2) Головний недолік більшості означених сівалок пов'язаний з їх недостатньою продуктивною спроможністю, яка не дозволяє забезпечувати якісний посів середніх і великих норм на звичайних і підвищених до 9...12 км/год робочих швидкостях посівного агрегату;

3) Усунення основних недоліків процесу точного посіву просапних культур і підвищення його ефективності пов'язані з необхідністю покращення його головних технологічних показників, а саме підвищення продуктивності посіву і покращення його якості для середніх і великих норм при звичайних і на підвищених робочих швидкостях сівалок;

4) Покращення основних технологічних показників точного посіву вимагає в першу чергу значного підвищення швидкісної спроможності висівних апаратів до рівня, який наближається до значень поступальної швидкості посівного агрегату;

5) Підвищення рівномірності розподілу насіння в борозні пов'язане насамперед з якістю сформованого в першій фазі насінневого потоку, яка залежить від величини кроку розміщення робочих отворів на висівному елементі. Встановлено, що його збільшення покращує кінцеву рівномірність розподілу інтервалів насіння в борозні.

Для практичної реалізації і перевірки означених вище висновків на кафедрі СГМ Кіровоградського технічного університету було розроблено нове технічне рішення пневмо механічного апарата [3] для точного висіву просапних культур з примусовим захопленням насіння висівним елементом на великих швидкостях робочих отворів висівного елемента до 3^x м/с. Попередні дослідження і випробування нового апарата підтвердили його надійну працездатність і високу технологічну ефективність на висіву насіння цукрових буряків, кукурудзі та інших просапних культур.

Список літератури

1. Бойко А.И., Свирень Н.А. Теоретические исследования высевающих аппаратов точного высева: Монография. – Кировоград: 2009. -276с.
2. Сеялки универсальные пневматические навесные УПС-8, УПС-12 и их модификации. Инструкция по эксплуатации. – Кировоград: 2010. ОАО «Красная звезда» - 92 с.
3. Петренко М.М. Вдосконалення пневмо механічного 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.

М. Васильковський, Е. Васильковська

Анализ процесса точного высева семян пропашных культур и обоснование основных направлений его внедрения

В статье рассмотрены основные проблемы точного посева пропашных культур, обоснованы актуальность и основные направления его усовершенствования для повышения основных его технологических показателей: производительности и качества распределения семян в борозде.

М. Vasylovskiy; K. Vasylovskaya

Precise analysis of the process of seeding row crops and substantiation of the basic directions of its implementation

The article describes the main problems the exact planting row crops, and the urgency of the main directions of its improvement to increase main technological parameters: the productivity and quality of the distribution of seeds in the furrow.

Одержано 25.10.12

УДК 631.331

І.О. Лісовий, інж.

Кіровоградський національний технічний університет

А.І. Бойко, проф., д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук, В.А. Пашинський, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Енергетика процесу перерізаня рослинних решток комбінованим сошником для прямого посіву

В статті розглянуто дослідження раціональної форми ріжучого елемента при виконанні прямого посіву та виявлення мінімальних затрат на перерізаня рослинних решток і направлення їх на бокові сторони борозни.

прямий посів, сошник, рослинні рештки, робота, потужність, зубчастий диск-очисник, форма

Реалізація технології прямого посіву передбачає необхідність попереднього прокладення перед посівом по полю смугу для подальшого проходження сошника. В якості такого робочого органу запропоновано зубчастий диск-очисник. Таким чином сумісна робота зубчастого диска-очисника і ріжучого елемента забезпечує прокладання смуги під борозну в ґрунті засміченими пожнивними рештками [1, 2, 3].

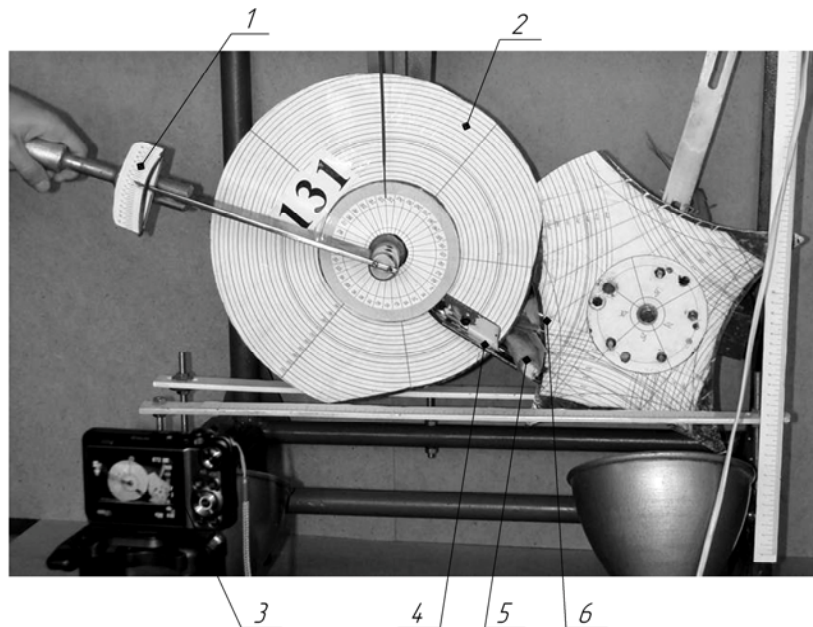
Метою є обґрунтувати раціональну форму ріжучого елемента для різання рослинних решток з мінімальним зусиллям і направленням їх на бокові сторони борозни [4].

Енергетична оцінка роботи ножів, призначених для перерізаня стебел тієї чи іншої культури, виконана на лабораторній установці (рис. 1).

Дослідженням встановлено нерівномірності зміни моменту опору різання (M) від кута повороту робочого органу (φ) (рис. 2). На початку входження ножа в стебла пшениці в основному спостерігається плавне нарощування моменту опору.

В подальшому зі збільшення кута повороту момент опору суттєво зростає до максимального свого значення (M_{max}) після чого починає зменшуватися. Діставшись деякої критичної величини (M_p), що відповідає руйнуванню стебла, момент зменшується до нульового значення. Представлені залежності графічно відображають динаміку силового навантаження стебел пшениці і виявляють значення критичних параметрів моментів опору різання. Науковий і практичний інтерес при цьому представляє виявлення впливу кута різання (способу різання) рослинних решток пшениці на силові характеристики процесу. Незважаючи на теоретично обґрунтовану форму леза для здійснення ковзаючого різання стебел, експериментальна перевірка впливу кута різання має велике практичне значення. На рисунку 2 представлено чотири залежності зміни моменту опору відповідно для кутів різання 20°, 25°, 30° і 35°. Як видно з графіків збільшення кута різання приводить до зміщення кривої динаміки зростання зусиль в сторону менших кутів повороту робочого органу, тобто руйнування стебел відбувається раніше чим при менших кутах різання. Така закономірність природна тому, що при прийнятому визначенні кута різання, як кута між вектором швидкості переміщення ріжучого елемента і дотичної до робочої поверхні його леза у

місці контакту, збільшення кута різання означає наближення до рублячого різання. І, навпаки, зменшення кута різання (α) відповідає зміщенню процесу різання у бік більших значень кута повороту робочого органу (φ) (рис. 2). Звертає на себе увагу максимальне значення моментів опору різання (M_p) для різних кутів (α). Меншим максимальним моментам різання відповідають менші кути різання, а криві динаміки змін моментів стають більш пологими.



1-динамометричний ключ; 2-диск; 3-відеокамера; 4-зуб; 5-рослинні рештки; 6-ріжучий ніж

Рисунок 1 – Стенд для дослідження процесу різання стебел рослинних решток

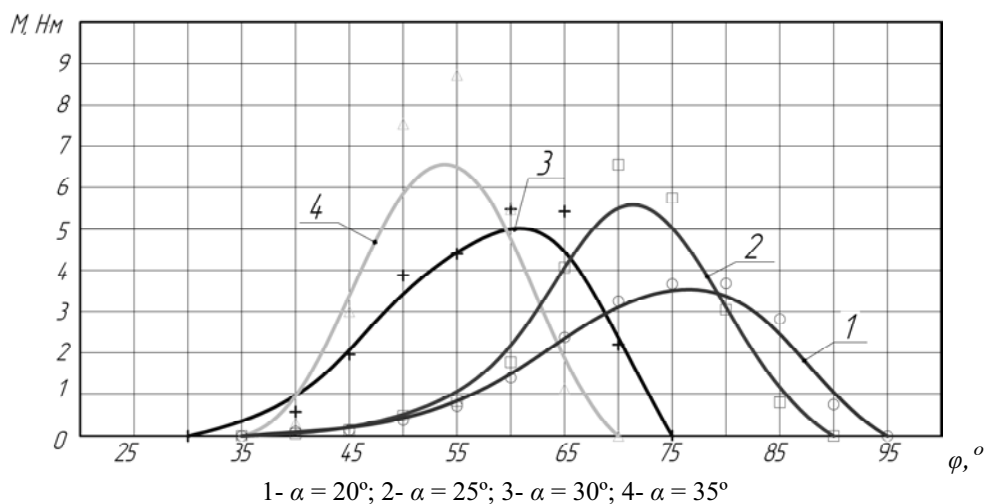


Рисунок 2 – Залежність зміни моменту (M) опору різання стебел пшениці від кутів різання (α)

Про якість виконання процесу різання рослинних решток стебел пшениці свідчать фотографії зрізів, які представлені на рисунку 3. Більш якісний зріз спостерігається при малих кутах різання ($\alpha=20^\circ$), тобто тоді, коли реалізується ковзаюче різання. Краї стебел мають рівні границі з чіткою лінією переходу у матеріал стебел (рис. 3, а).

Збільшення кута різання погіршує якість розділення матеріалу стебел. Границі розділу мають рвану форму зрізу, що свідчать про розрив матеріалу напругами розтягу і згину (рис.3, б).

Матеріал стебла представляє собою складну неоднорідну волокнисту структуру, опис руйнування якої вносять певну неоднозначність і труднощі в характеристики його властивостей. Однак для вибору конструктивних параметрів робочого органу (ножа) важливим є енергетична оцінка виконання процесу руйнування рослинних решток.



а – $\alpha = 20^\circ$; б – $\alpha = 35^\circ$

Рисунок 3 – Зрізи стебел пшениці виконані при кутах різання

Враховуючи що робота, яку виконує робочий орган по розрізанню решток, представляється рівнянням (1):

$$A = \int_{\varphi_{вих}}^{\varphi_p} M(\varphi) \cdot d\varphi, \quad (1)$$

де φ_p - кут, що охоплює сектор різання, її можна визначити, як площу під кривою динаміки зміни навантажень.

Виходячи з цього для кожного вибраного значення кута різання (α) підраховані площі під кривими динаміки навантаження, тобто в кожному випадку визначенні величини затраченої роботи на розрізання стебел. На підставі цього побудована залежність зміни роботи різання (A) від кута різання (α) для стебел пшениці (рис. 4).

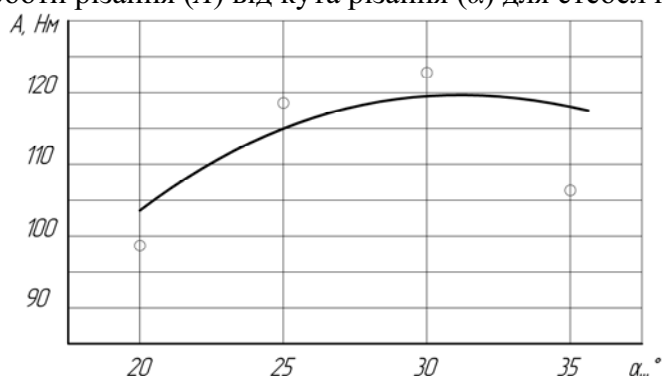


Рисунок 4 – Зміна роботи різання (A) від кута різання (α) для стебел пшениці

Графік носить нелінійний характер з поступовим збільшенням роботи, що витрачається на руйнування при підвищенні значень кута різання. Найменшому значенню роботи відповідають кут ковзаючого різання. Відмічається незначний приріст роботи зі збільшенням кута різання і переходу від ковзаючого до рубаючого виду різання. Очевидно ця встановлена закономірність відображає особливості фізико-механічних властивостей волокнистої ізотропної будови рослинних стебел, де в

залежності від ступеня вологості встановлюються певні співвідношення крихкості і в'язкості матеріалу.

Дослідження динаміки руйнування стебел кукурудзи виявили значно більші абсолютні величини зміни моменту опору від кутового переміщення зубчатого робочого органу (рис.5). Це обумовлено більш високими фізико-механічними характеристиками решток кукурудзи в порівнянні з рештками пшениці.

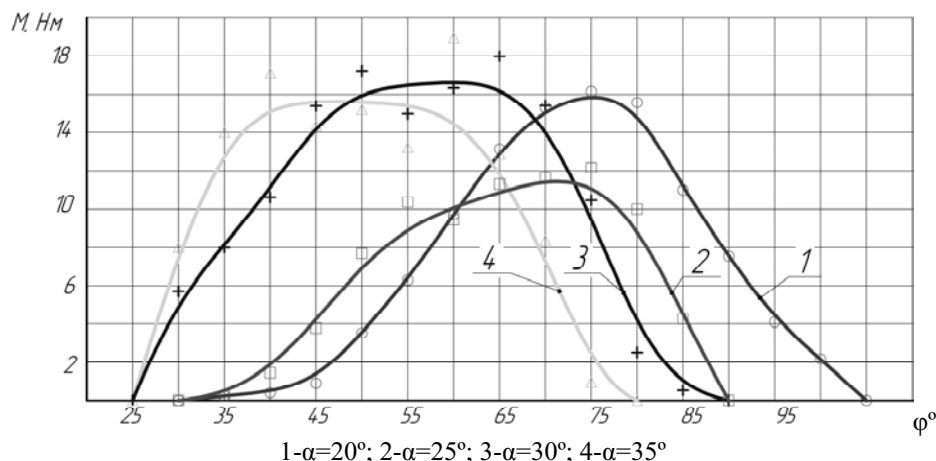


Рисунок 5 – Залежність зміни моменту опору різання стебел кукурудзи від кутів різання

Найбільш активно процес захвату і перерізання стебел кукурудзи спостерігається при куті різання ($\alpha \approx 35^\circ$).

Початок різання і зростання моменту (M) настає при повороті робочого органу на кут $\varphi \approx 25^\circ$.

В подальшому момент різання зростає і досягає максимального свого значення вже при $\varphi=47^\circ$. Після цього внаслідок руйнування стебел момент зменшується до нульового значення.

Подібні залежності отримані і для інших кутів різання, однак кожному з них відповідає своє значення максимального моменту і своя форма кривої. Загальною закономірністю є зміщення кривої динаміки наростання моменту опору різання в бік менших кутів повороту робочого органу при підвищенні кута різання. Очевидно така закономірність, як і в попередньому випадку перерізання стебел пшениці, пов'язана з переходом від одного способу різання до іншого. Зменшення кута різання наближає процес до ковзаючого різання. про що свідчать і форми зрізів стебел кукурудзи представлені на рисунку 6. Більш якісний гладкий переріз спостерігається при менших кутах різання (рис. 6,а), а більшому куту ($\alpha = 35^\circ$) характерні розриви стебел з виступами і виривами (рис. 6, б).

Максимальні значення моментів опору руйнування стебел кукурудзи для різних кутів різання відрізняються в межах $M = 11 \dots 16,5$ Н.м.

Енергетична оцінка у вигляді затрат роботи, що витрачає лезо на руйнування стебел при різних кутах різання відкриває можливість оптимізувати параметри ріжучого робочого органу. Залежність роботи різання від кута різання представлено графічно на рисунку 7.

Отримана залежність вказує на невеликі зміни витрат роботи для різних кутів різання. У всьому інтервалі кутів різання від $\alpha = 20^\circ$ до $\alpha = 35^\circ$ робота змінюється лише з 500 до 650 Н.м, тобто всього на 150Н.м. Причому збільшення кута різання приводить до збільшення і роботи на руйнування стебел кукурудзи.



Рисунок 6 – Характерні зрізи стебел кукурудзи: а – $\alpha = 20^\circ$; б - $\alpha = 35^\circ$

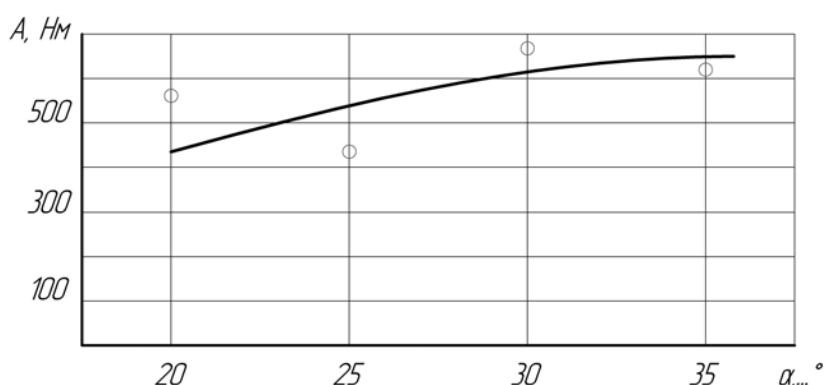


Рисунок 7 – Зміна роботи різання (A) від кута різання (α) для стебел кукурудзи

Робочий орган для прямого посіву може використовуватись по рослинним решткам, що залишаються після збору врожаю соняшника. Стебла цієї культури по своїм фізико-механічним властивостям і геометричним параметрам відрізняються від стебел попередніх культур. Відрізняються вони і по своїй структурній побудові. Тому вивчення процесу перерізання стебел соняшника представляє окреме завдання для обґрунтування раціональної форми ріжучого елемента.

Проведеними дослідженнями встановлено, що зміна моменту опору різання від кута повороту робочого органу, як і в попередніх випадках, описується кривою з максимумом. Насамперед, очевидно, це обумовлено самою циліндричною формою стебел, де при взаємодії з лезом поступово збільшується площа контакту, яка досягає максимуму в діаметральному перерізі, а потім спадає зі зменшенням зони активної взаємодії і руйнуванням стебла. В залежності від властивостей матеріалу стебла і способу різання, що реалізується, динаміка такої взаємодії може відрізнятися. Так, на рисунку 8 показана динаміка зміни моменту опору різання (M) для різних кутів різання (α).

Загальною тенденцією, як і для стебел кукурудзи, є зміщення максимумів моменту різання та і самих кривих динаміки навантаження у бік менших кутів повороту робочого органу при зростанні кута різання. Відмічається наближення до більш ймовірної реалізації ковзаючого різання при менших кутах повороту робочого органу. Це відповідає механіки виконання процесу різання навіть для твердих стебел, коли їх защемлення і руйнування відбуваються раніше (при менших кутах ϕ).

Якість різку стебел соняшника показана на рисунку 9.

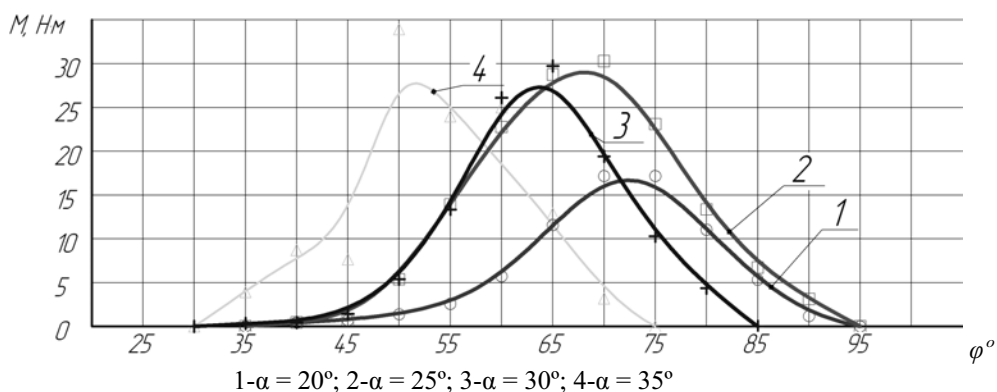


Рисунок 8 – Залежність зміни моменту опору різання стебел сояшника (M) від кутів різання (α)



а - $\alpha = 20^\circ$; б - $\alpha = 35^\circ$

Рисунок 9 – Загальний вигляд зрізів стебел сояшника при кутах різання

Як видно з фотографії, якість перерізання в будь-якому випадку крайніх значень кутів різання не є ідеальною. Зрізи мають нерівну рвану форму. Очевидно це, насамперед, пов'язано з особливостями будови стебел сояшника, коли зовнішній шар має тверду крихку волокнисту основу, а внутрішній - аморфну м'яку.

Енергетична оцінка ріжучого робочого органу по витратах роботи на руйнування стебел сояшника в залежності від кута різання представлена у вигляді графіка на рисунку 10.

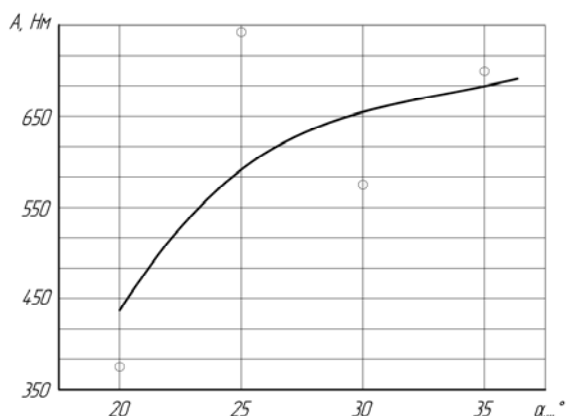


Рисунок 10 – Зміна роботи різання (A) від кута різання (α) для стебел сояшника

Характерним є деяке збільшення енерговитрат при зростанні кута різання. Очевидно для стебел рослинних решток кращим способом різання з точки зору енерговитрат слід вважати ковзаюче різання де наявність тангенціального зусилля активізує руйнування складного волокнистого матеріалу стебел.

Результати замірів величин максимальних моментів опору різання для вивчених рослинних решток представлені в таблиці 1.

Таблиця 1–Значення максимальних моментів руйнування стебел, [Н.м]

Кут різання α, \dots°	Рослинні залишки		
	Пшениці	Кукурудзи	Соняшника
20	3,5	16	16,8
25	5,5	11,4	28
30	5	16,3	26,5
35	6,4	15,9	27

Порівняльний аналіз величин максимальних моментів показує, що найбільші їх значення відповідають стеблам соняшника. Менший момент опору руйнування спостерігається для стебел кукурудзи і ще менший для невеликих по розміру стебел пшениці. В залежності від кута різання максимальні моменти опору групуються навколо значень $\alpha = 25 \dots 30^\circ$. Це вказує, що дані величини кутів різання сприяють концентрації зусиль руйнування стебел рослинних решток.

Таким чином проведеним дослідженням встановлено:

1. Запропоноване конструктивне рішення робочого органу очистки у вигляді диску з закріпленими зубами ефективно працює по перерізанні рослинних решток, що знаходяться на необробленому ґрунті.

2. Раціональні значення кута різання знаходиться в межах $\alpha = 20 \dots 25^\circ$, при яких забезпечується мінімальні енерговитрати на виконання очищення борозни від рослинних решток.

Список літератури

1. Сисолін П. В. Пряма сівба. Задачі і напрямки розвитку сошників для прямої сівби. / П. В. Сисолін, М. О. Свірень, І. О. Лісовий. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб. – Кіровоград : КНТУ, 2007. – Вип. 37. – С. 94–99.
2. Лісовий І. О. Аналіз кінематики руху і обґрунтування конструктивних параметрів зубчастого диска-очисника для прямого посіву. / І. О. Лісовий // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб. – Кіровоград : КНТУ, 2008. – Вип. 38. – С. 191 – 198.
3. Бойко А. І. Функціонування сошника прямого посіву як відкритої технічної системи. / А. І. Бойко, І. О. Лісовий, В. В. Тасенко // Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2008. – Вип. 75; Т. 1. – С. 256–258.
4. Бойко А. І. Перерізання рослинних решток з обґрунтуванням форми ріжучого елемента. / А. І. Бойко, М. О. Свірень, І. О. Лісовий // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк, 2009. – Вип. 18. – С. 22–32.

И. Лисовой, А.Бойко, Н.Свирень, В.Пашинский

Енергетика процесса перерезания растительных остатков комбинированным сошником для прямого посева

В статье рассмотрены исследования рациональной формы режущего элемента при выполнении прямого посева и выявления минимальных затрат на перерезания растительных остатков и направления их на боковые стороны борозды.

I.Lisovij, A.Bojko, N.Sviren, V.Pashinskiy

Power cutting process plant residues combined shoe for direct seeding

The article discloses the research of rational form of cutting element during direct sowing and detection of minimal costs on cutting plant leftovers and directing them onto sideways of the furrow.

Одержано 20.10.12

УДК 631.362.3

**С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р. техн. наук,
О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, Д.І. Петренко, канд. техн. наук,
В.В. Кузло, магістрант**

Кіровоградський національний технічний університет

Експоненційна та мультиплікативна регресійні моделі процесу пневмосепарації зернових сумішей

Робота присвячена підвищенню ефективності роботи зерноочисних машин загального призначення шляхом розробки універсальної регресійної моделі процесу очищення зерна повітряним потоком. Отримання адекватної моделі із зменшеною кількістю наближень і припущень дозволить більш ефективно вдосконалити процес очистки. В статті проведено побудову експоненційної та мультиплікативної регресійних моделей процесу сепарації. Запропоновано системний узагальнений аналіз факторів, що впливають на кількісні і якісні показники сепарації. Після використання π – теореми Букінгама, виведені регресійні моделі очищення зернових сумішей повітряним потоком, які є дійсними як для вертикальних, так і для похилих пневмосепаруючих систем. Аналіз безрозмірних комплексів в критеріальному рівнянні для вхідних перемінних дозволяє зменшити їх кількість, при цьому значно скоротити кількість дослідів та зменшити похибку.

зерноочисна машина (ЗОМ), пневмосепаруючий канал (ПСК), регресійна модель, π – теорема Букінгама, безрозмірний комплекс

Постановка проблеми. Своєчасне і ефективне видалення домішок різноманітного походження із зібраного збіжжя забезпечує доведення зерна основної культури до посівних та продовольчих кондицій, створює сприятливі умови для зберігання зерна, в решті є визначальним фактором конкурентоспроможності продукції рослинництва. Відомі два основних, найбільш поширених для зерноочисних машин (ЗОМ) загального призначення, способи очищення зерна від домішок: за розмірними характеристиками – проводиться на решітних частинах та за аеродинамічними характеристиками – в пневмосепаруючих каналах (ПСК). Кожен із зазначених способів має свої переваги і недоліки, а тому на практиці значного поширення набуло об'єднання обох способів очищення в межах однієї машини, тобто більшість ЗОМ є складними повітряно-решітними системами [1].

Існує значна кількість конструктивних схем, параметрів та режимів роботи ЗОМ загального призначення. Проте, як при створенні нових конструкцій, так і при вдосконаленні існуючих, виникає необхідність проведення побудови математичних моделей оцінки впливу факторів на якісні показники очистки. На сьогодні не існує єдиної системи побудови регресійних моделей процесу очищення зерна від домішок, а їх велика різноманітність та значна кількість припущень при моделюванні призводить до суттєвої неточності змодельованого процесу. Тому питання розробки універсальної регресійної моделі очищення зернових сумішей, зокрема під час розділення компонентів суміші в повітряному потоці, є актуальним.

Аналіз основних досліджень і публікацій.

Значна кількість наукових досліджень в області інтенсифікації процесів очищення зернових матеріалів від домішок направлена на розробку нових конструктивно-технологічних схем сепарації з обґрунтуванням їх окремих параметрів [1]. При цьому забезпечення якісних показників, в більшості випадків, зводиться до

експериментального дослідження по встановленню раціональних параметрів запропонованих схем. Досить складним завданням залишається теоретичне визначення якісних показників пневмосепарації, що є особливо актуальним при розробці нових конструкцій пневмосистем зерноочисних машин загального призначення.

Якісними показниками процесу пневмосепарації є ефект очистки ε і чіткість сепарації z . Ефект очистки і чіткість сепарації в більшості визначають за методикою запропонованою А.Я. Малісом та А.Р. Демидовим [2]:

$$\varepsilon = \frac{A-B}{B} \cdot 100\%; \quad z = \frac{B}{A} \cdot 100\%,$$

де A – кількість виділеної повітряним потоком легкої фракції, кг;

B – кількість легкого компоненту у вихідному матеріалі, кг;

B – вміст важкого компоненту у виділеній повітряним потоком легкої фракції, кг.

Наведена вище методика визначення якісних показників сепарації виключає можливість проведення аналітичного встановлення питомої продуктивності та узгодження енерговитрат з номінальною продуктивністю машини в залежності від конструктивних параметрів та режимів роботи ЗОМ.

Розроблена методика аналітичної оцінки якості роботи похилих ПСК за методом Монте-Карло [3], яка дозволяє оцінити вплив конструктивних та технологічних параметрів пневмосистеми на якість очищення. Втім такий метод вимагає ретельної побудови траєкторій руху часток зернових сумішей під час розділення, а тому, не може бути універсальним і вимагає значних затрат часу на побудову графіків розсіювання компонентів суміші та визначення процентного вмісту по фракціях.

Постановка завдання. Виходячи із вищезазначеного, метою даної роботи є розробка експоненційної та мультиплікативної регресійних моделей процесу пневмосепарації з врахуванням узагальнених найбільш впливових факторів.

Виклад основного матеріалу. Різноманітність функціональних схем ЗОМ обумовлюється різницею в їх будові, призначенні та порядку перебігу основних технологічних операцій. Інтенсифікація режимів роботи окремих робочих органів ЗОМ потребує більш детального і точного обґрунтування функціональних схем машин в цілому та узгодження параметрів роботи їх окремих органів (елементів).

Відомо [4], що як для решітного, так і для повітряного розділення сипучої суміші в простому сепараторі процес розділення можна виразити таким узагальненим рівнянням кінетики сепарації:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\int_0^t p_s dt\right), \quad (1)$$

де η – ступінь видалення відокремлюваного компоненту в долях одиниці;

$p_s = f(t)$ – функція тривалості сепарації t , яка визначає інтенсивність перебігу процесу розділення в залежності від режиму роботи сепаратора і фізичних властивостей компонентів суміші.

З врахуванням того, що p_s при відносно малих навантаженнях і постійності складу оброблюваної суміші не залежить від часу t і являється величиною постійною $p_s = k$, то рівняння кінетики сепарації буде мати вигляд:

$$\eta = 1 - e^{-kt}. \quad (2)$$

Із аналізу рівняння (2) можна зробити висновки про асимптотичність процесу сепарації, а отже очевидно, що повне виділення домішок відбувається за умови, коли $t \rightarrow \infty$. На практиці ж тривалість сепарації не перевищує кількох секунд, а отже і повного розділення суміші не досягається.

Для досягнення максимального ефекту повітряної сепарації необхідно забезпечити, крім збільшення часу перебування зерна в зоні продування повітряним потоком, максимальне значення коефіцієнту k , який включає в себе велику кількість факторів, окремі з яких мають і сумісний вплив на кінцевий результат. Для закономірного узагальнення експериментальних даних, скорочення числа незалежних змінних і знаходження раціонального виду емпіричних залежностей між величинами, що вивчаються, результати дослідів слід обробляти в критеріях подібності.

Одним із шляхів є застосування π – теореми Букінгама, яку можна застосувати для оцінки впливовості факторів як для сепарації вертикальним, так і похилим повітряним потоком:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n) = 0, \quad (3)$$

де x_1, x_2, \dots, x_n – вхідні змінні фактори;

n – кількість змінних факторів.

У відповідності із π – теоремою рівняння (3) набуде вигляду:

$$F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}) = 0, \quad (4)$$

де $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{n-m}$ – безрозмірні комплекси;

m – число розмінностей основних величин. Традиційно для повітряної сепарації $m=3$ [5]: довжина L і маса M складових частин зернової суміші та час перебігу процесу T .

Кожен з комплексів π_i складається з $m+1$ величин, що входять до рівняння (1), тобто мають чотири множника. Для визначення безрозмірних комплексів скористаємося системою рівнянь:

$$\begin{cases} \pi_1 = x_1^{\varepsilon_{11}} x_2^{\varepsilon_{12}} x_3^{\varepsilon_{13}} x_4^{\varepsilon_{14}}; \\ \pi_2 = x_1^{\varepsilon_{21}} x_2^{\varepsilon_{22}} x_3^{\varepsilon_{23}} x_4^{\varepsilon_{24}}; \\ \dots\dots\dots \\ \pi_{n-3} = x_1^{\varepsilon_{(n-3)1}} x_2^{\varepsilon_{(n-3)2}} x_3^{\varepsilon_{(n-3)3}} x_4^{\varepsilon_{(n-3)4}}. \end{cases} \quad (5)$$

Перші три фізичні величини x_1, x_2, x_3 входять у всі комплекси, а четверта – змінна, крім цього показники степеня $\varepsilon_{14}, \varepsilon_{24}, \dots, \varepsilon_{(n-3)4}$ четвертого множника приймається рівним одиниці. В свою чергу показники степені перших трьох фізичних величин необхідно визначити таким чином, щоб відповідний комплекс π_i був безрозмірним.

При повітряній сепарації у вихідне рівняння (3) включають перемінні, що характеризують властивості зернової суміші, кількісні і якісні показники повітряного потоку, геометричні параметри ПСК та умови його завантаження. Враховуючи це запишемо рівняння (3) в такому вигляді:

$$f(V_{cp}, q, Z, V_d, F, V_0, \alpha, \beta, \Delta V, v, H_1, H_2, y), \quad (6)$$

де V_{cp} – швидкість повітряного потоку;

q – питоме зернове навантаження;

Z – вихідна засміченість зернової суміші;

V_d – швидкість витання домішок;

F – площа поперечного перерізу каналу;

V_0 – початкова швидкість введення матеріалу в ПСК;

α – кут введення матеріалу в ПСК;

β – кут нахилу повітряного потоку до горизонту;

ΔV – нерівномірність швидкісного поля по перерізу каналу;

v – ширина зернового потоку, яким матеріал потрапляє в ПСК;

H_1, H_2 – висота верхньої і нижньої частини каналу, що визначає місце вводу матеріалу до відповідних поворотних ділянок (для сепарації похилим повітряним потоком – ширина зони пневмосепарації та відстань до поділяючої заслінки яка відділяє повноцінне зерно від домішок);

y – ефективність пневмосепарації.

В рівнянні (6) $n = 13, m = 3$, а отже $n - m = 10$. Тоді вихідне рівняння (4) набуде вигляду:

$$F(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_{10}) = 0. \quad (7)$$

Складемо систему для кожного π_i у відповідності з рівнянням (5)

$$\begin{cases} \pi_1 = V_{cp}^{\varepsilon_{11}} \cdot q^{\varepsilon_{12}} \cdot 3^{\varepsilon_{13}} \cdot V_D; \\ \pi_2 = V_{cp}^{\varepsilon_{21}} \cdot q^{\varepsilon_{22}} \cdot 3^{\varepsilon_{23}} \cdot F; \\ \pi_3 = V_{cp}^{\varepsilon_{31}} \cdot q^{\varepsilon_{32}} \cdot 3^{\varepsilon_{33}} \cdot V_0; \\ \pi_4 = V_{cp}^{\varepsilon_{41}} \cdot q^{\varepsilon_{42}} \cdot 3^{\varepsilon_{43}} \cdot \alpha; \\ \pi_5 = V_{cp}^{\varepsilon_{51}} \cdot q^{\varepsilon_{52}} \cdot 3^{\varepsilon_{53}} \cdot \beta; \\ \pi_6 = V_{cp}^{\varepsilon_{61}} \cdot q^{\varepsilon_{62}} \cdot 3^{\varepsilon_{63}} \cdot \Delta V; \\ \pi_7 = V_{cp}^{\varepsilon_{71}} \cdot q^{\varepsilon_{72}} \cdot 3^{\varepsilon_{73}} \cdot v; \\ \pi_8 = V_{cp}^{\varepsilon_{81}} \cdot q^{\varepsilon_{82}} \cdot 3^{\varepsilon_{83}} \cdot H_1; \\ \pi_9 = V_{cp}^{\varepsilon_{91}} \cdot q^{\varepsilon_{92}} \cdot 3^{\varepsilon_{93}} \cdot H_2; \\ \pi_{10} = V_{cp}^{\varepsilon_{101}} \cdot q^{\varepsilon_{102}} \cdot 3^{\varepsilon_{103}} \cdot y. \end{cases} \quad (8)$$

Визначимо для кожного комплексу π_i числові показники степеня ε_{ij} , замінюючи при цьому вхідні змінні їх розмірностями:

$$[L^o M^o T^o] = \left[\left(\frac{L}{T} \right)^{\varepsilon_{11}} \left(\frac{M}{L} \right)^{\varepsilon_{12}} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{\varepsilon_{13}} \left(\frac{L}{T} \right) \right],$$

або

$$L^o M^o T^o = L^{\varepsilon_{11} - \varepsilon_{12} - 3\varepsilon_{13} + 1} M^{\varepsilon_{12} + \varepsilon_{13}} T^{-\varepsilon_{11} - 1}. \quad (9)$$

Порівнюючи розмірності лівих та правих частин (9) одержимо систему рівнянь:

$$\begin{cases} \varepsilon_{11} - \varepsilon_{12} - 3\varepsilon_{13} = -1; \\ \varepsilon_{12} + \varepsilon_{13} = 0; \\ -\varepsilon_{11} - 1 = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язавши систему (10) знаходимо: $\varepsilon_{11} = -1, \varepsilon_{12} = 0, \varepsilon_{13} = 0$, звідки

$$\pi_1 = \frac{V_D}{V_{cp}}.$$

Аналогічно для π_2

$$[L^o M^o T^o] = \left[\left(\frac{L}{T} \right)^{\varepsilon_{21}} \left(\frac{M}{L} \right)^{\varepsilon_{22}} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{\varepsilon_{23}} L^2 \right].$$

Вихідна система рівнянь набуде вигляду:

$$\begin{cases} \varepsilon_{21} - \varepsilon_{22} - 3\varepsilon_{23} = -2; \\ \varepsilon_{22} + \varepsilon_{23} = 0; \\ -\varepsilon_{21} - 1 = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Розв'язавши систему (11) маємо $\varepsilon_{21} = 0$, $\varepsilon_{22} = -1$, $\varepsilon_{23} = 1$, отже $\pi_2 = \frac{3 \cdot F}{q}$

Подібним чином знаходимо π_3 : $\pi_3 = \frac{3}{q} \cdot V_0^2$.

Враховуючи нульові розмірності кутів α і β , очевидно $\pi_4 = \alpha$, $\pi_5 = \beta$.

Для π_6 : $[L^o M^o T^o] = \left[\left(\frac{L}{T} \right)^{\varepsilon_{61}} \left(\frac{M}{L} \right)^{\varepsilon_{62}} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{\varepsilon_{63}} \left(\frac{L}{T} \right) \right]$, система має вигляд

аналогічний (10), звідки $\pi_6 = \frac{\Delta V}{V_{cp}}$.

Для π_7 : $[L^o M^o T^o] = \left[\left(\frac{L}{T} \right)^{\varepsilon_{71}} \left(\frac{M}{L} \right)^{\varepsilon_{72}} \left(\frac{M}{L^3} \right)^{\varepsilon_{73}} L \right]$.

Система рівнянь:

$$\begin{cases} \varepsilon_{71} - \varepsilon_{72} - 3\varepsilon_{73} + 1 = 0; \\ \varepsilon_{72} + \varepsilon_{73} = 0; \\ -\varepsilon_{71} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Розв'язавши систему (12) одержимо: $\varepsilon_{71} = 0$, $\varepsilon_{72} = -\frac{1}{2}$, $\varepsilon_{73} = \frac{1}{2}$, а отже

$$\pi_7 = \frac{3}{q} \cdot \sigma^2.$$

Аналогічно знаходяться π_8 та π_9 : $\pi_8 = \frac{3}{q} \cdot H_1^2$; $\pi_9 = \frac{3}{q} \cdot H_2^2$.

Оскільки y – безрозмірна величина, то $\pi_{10} = y$.

З врахуванням приведених перетворень вихідне критеріальне рівняння (4) набуває вигляду:

$$F \left(\frac{V_D}{V_{cp}}; \frac{3 \cdot F}{q}; \frac{3}{q} \cdot V_0^2; \alpha; \beta; \frac{\Delta V}{V_{cp}}; \frac{3}{q} \cdot \sigma^2; \frac{3}{q} \cdot H_1^2; \frac{3}{q} \cdot H_2^2; y \right) = 0.$$

В іншому вигляді:

$$y = f \left(\frac{V_D}{V_{cp}}; \frac{3 \cdot F}{q}; \frac{3}{q} \cdot V_0^2; \alpha; \beta; \frac{\Delta V}{V_{cp}}; \frac{3}{q} \cdot \sigma^2; \frac{3}{q} \cdot H_1^2; \frac{3}{q} \cdot H_2^2 \right). \quad (13)$$

Тепер можемо отримати регресійну модель, яка найкращим чином поєднує залежну змінну із одержаними безрозмірними комплексами. Найбільш доцільним є застосування нелінійних моделей, наприклад мультиплікативної:

$$y = \varepsilon_0 \left[\frac{V_D}{V_{cp}} \right]^{\varepsilon_1} \left[\frac{3 \cdot F}{q} \right]^{\varepsilon_2} \left[\frac{3}{q} \cdot V_0^2 \right]^{\varepsilon_3} \alpha^{\varepsilon_4} \beta^{\varepsilon_5} \left[\frac{\Delta V}{V_{cp}} \right]^{\varepsilon_6} \left[\frac{3}{q} \cdot \sigma^2 \right]^{\varepsilon_7} \left[\frac{3}{q} \cdot H_1^2 \right]^{\varepsilon_8} \left[\frac{3}{q} \cdot H_2^2 \right]^{\varepsilon_9}. \quad (14)$$

Більш зручною для практичного застосування є експоненційна регресійна модель:

$$e^y = \varepsilon_0 + \varepsilon_1 \left[\frac{V_D}{V_{cp}} \right] + \varepsilon_2 \left[\frac{3 \cdot F}{q} \right] + \varepsilon_3 \left[\frac{3}{q} \cdot V_0^2 \right] + \varepsilon_4 \alpha + \varepsilon_5 \beta + \varepsilon_6 \left[\frac{\Delta V}{V_{cp}} \right] + \varepsilon_7 \left[\frac{3}{q} \cdot e^2 \right] + \varepsilon_8 \left[\frac{3}{q} \cdot H_1^2 \right] + \varepsilon_9 \left[\frac{3}{q} \cdot H_2^2 \right]. \quad (15)$$

При статистичній обробці конкретних результатів нелінійні моделі (14) та (15) шляхом перетворення залежних та незалежних перемінних приводяться до лінійних моделей.

Позначимо в (15) вирази в дужках через z_i' ; $y' = \ln y = e^y$; $\varepsilon_0' = \ln \varepsilon$ та приведемо рівняння до лінійного вигляду:

$$y' = \varepsilon_0' + \varepsilon_1 z_1' + \varepsilon_2 z_2' + \varepsilon_3 z_3' + \varepsilon_4 z_4' + \varepsilon_5 z_5' + \varepsilon_6 z_6' + \varepsilon_7 z_7' + \varepsilon_8 z_8' + \varepsilon_9 z_9'. \quad (16)$$

Коефіцієнти регресії ε_0' , ε_1' , ..., ε_9' , можна одержати із умови мінімізації суми квадратів відхилень з відношення

$$S = \sum_i \left(y_i' - \varepsilon_0' - \varepsilon_1 z_{i1}' - \dots - \varepsilon_9 z_{i9}' \right)^2 = \min. \quad (17)$$

Прирівнявши до нуля частинні похідні від суми S для $i = N$ дослідів одержимо систему нормальних рівнянь:

$$\begin{cases} n\varepsilon_0' + \varepsilon_1 \sum_i z_{i1}' + \dots + \varepsilon_9 \sum_i z_{i9}' = \sum_i y_i'; \\ \varepsilon_0' \sum_i z_{i1}' + \varepsilon_1 \sum_i z_{i1}'^2 + \dots + \varepsilon_9 \sum_i z_{i9}' = \sum_i z_{i1}' y_i'; \\ \dots \\ \varepsilon_0' \sum_i z_{i9}' + \varepsilon_1 \sum_i z_{i1}' z_{i9}' + \dots + \varepsilon_9 \sum_i z_{i9}'^2 = \sum_i z_{i9}' y_i'. \end{cases} \quad (18)$$

Значення коефіцієнтів регресії ε_0' , ε_1' , ..., ε_9' знаходяться з розв'язку системи (18).

Таким чином застосування π – теореми до теоретичного дослідження процесу пневмосепарації дає можливість згрупувати всі вхідні перемінні в спеціальні безрозмірні комплекси. Аналіз кожного з комплексів дозволяє більше, ніж при звичайному критеріальному описанні процесу, виявити взаємозв'язок і взаємний вплив факторів, що впливають на процес пневмосепарації, і визначитися з напрямком інтенсифікації процесу.

Крім цього, розгляд безрозмірних комплексів в критеріальному рівнянні, як вхідних перемінних, дозволяє зменшити кількість останніх, при цьому значно скоротити кількість дослідів, або ж зменшити похибку.

Експоненційна та мультиплікативна регресійні моделі процесу пневмосепарації виведені за допомогою π – теореми більш повно враховують фактори, що впливають на процес пневмосепарації, а саме геометричні параметри каналів, та умови введення матеріалу в ПСК, на відміну від моделей запропонованих Ветровим [5], які фактично є частковими випадками отриманих.

Висновки. 1. Проведено аналіз існуючих методів аналітичних досліджень якісних показників процесу пневмосепарації в залежності від конструктивних параметрів і режимів роботи ЗОМ.

2. Встановлено, що використання розроблених раніше способів теоретичних досліджень розділення зернових сумішей повітряним потоком передбачає введення

додаткових наближень і спрощень, що робить математичне описання процесу наближенням і адекватним лише для встановлених умов.

3. Ефективність очищення повноцінного зерна виходячи із узагальнених конструктивних параметрів та режимів роботи пневмосистеми можна визначили аналітично на основі використання π – теореми Букінгама, яка передбачає отримання безрозмірних комплексів, що дозволяє повно описати процес розділення компонентів суміші як у вертикальному, так і в похилому повітряному потоці.

Список літератури

1. Бурков А.И. Зерноочистительные машины. Конструкция, исследование, расчет и испытание / А.И. Бурков, Н.П. Сычугов. – Киров: изд-во НИИСХ Северо-Восток, 2000. – 258 с.
2. Теоретичне дослідження якості пневмосепарації зернових сумішей в похилому повітряному потоці / Лещенко С.М., Васильковський О.М., Сало В.М., [та ін.] // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст. – Вип. 21. – Том 1. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011. – С. 249 – 254.
3. Визначення якісних показників пневмосепараційного процесу аналітичними методами / Лещенко С.М., Васильковський О.М., Васильковський М.І., [та ін.] // Вісник Львівського національного аграрного університету. Серія «Агроінженерні дослідження». Вип. 14 – Львів: ЛДАУ, 2010. – С. 134–140.
4. Машины для послеуборочной поточной обработки семян. Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов. / [Под ред. Тица З.Л.] – М.: Машиностроение, 1967. – 446 с.
5. Нелюбов А.И. Пневмосепарирующие системы сельскохозяйственных машин / А.И. Нелюбов, Е.Ф. Ветров. – М.: Машиностроение, 1977. – 190 с.

С. Лещенко, В. Сало, А. Васильковский, Д. Петренко, В. Кузло

Експоненціальна і мультиплікативна регресійні моделі процесу пневмосепарації зернових смесей

Работа посвящена повышению эффективности работы зерноочистительных машин общего назначения путем разработки универсальной регрессионной модели процесса очистки зерна воздушным потоком. Получение адекватной модели с уменьшенным количеством приближений и предположений позволит более эффективно усовершенствовать процесс очистки. В статье проведено построение экспоненциальной и мультипликативной регрессионных моделей процесса сепарации. Предложен системный обобщенный анализ факторов, которые влияют на количественные и качественные показатели сепарации. После использования π - теоремы Букингамма, выведены регрессионные модели очистки зерновых смесей воздушным потоком, которые являются действительными как для вертикальных так и для наклонных воздушных систем. Анализ безразмерных комплексов в критериальном уравнении для входных переменных позволяет уменьшить их количество, при этом значительно сократить количество опытов и уменьшить погрешность.

S. Leschenko, V. Salo, A. Vasil'kovskiy, D. Petrenko, V. Kuzlo

Exponential and multiplicative regressive models of process air cleaner of grain mixtures

Work is sanctified to the increase of efficiency work grain cleaners of general-purpose by development of universal regressive model process cleaning of grain by the current of air. The receipt of adequate model with the diminished amount of approaching and suppositions will allow more effectively to perfect a cleaning process. In the article a construction is conducted by exponential and multiplicative regressive models of process separation. The generalized analysis systems of factors that influence on the quantitative and quality indexes separation offers. After the use π - theorems of Bookingamm, the regressive models cleaning of grain mixtures are shown out by the current of air, that are actual as for vertical so for the sloping air systems. The analysis of dimensionless complexes in criterion equalization for entrance variables allows to decrease their amount, here considerably to shorten the amount of experiments and decrease an error.

Одержано 08.10.12

УДК 631.33: 631.58

О.Р. Лузан, асп., В.М. Сало, проф., д-р техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Результати польових випробувань експериментальної сівалки прямого посіву

В статті приведено методику та результати польових порівняльних випробувань експериментальної сівалки для прямої сівби зернових культур. Визначені якісні показники роботи запропонованих сошників. Проведений порівняльний аналіз сошників по якості загортання насіння. **сівалка, посівна секція, сошник, рослинні рештки, стеблевідвід, коефіцієнт варіації**

Сівба сільськогосподарських культур є найбільш важливою операцією, яка впливає на кінцевий результат, тому саме від вибору сівалки та конструкції її робочих органів буде залежати якість виконання посівних робіт і, як наслідок, врожай.

Максимально враховуючи всі можливі умови сівби на даний час розроблено велику кількість різноманітних типів сошників (рис. 1), якими комплектуються зернові сівалки.

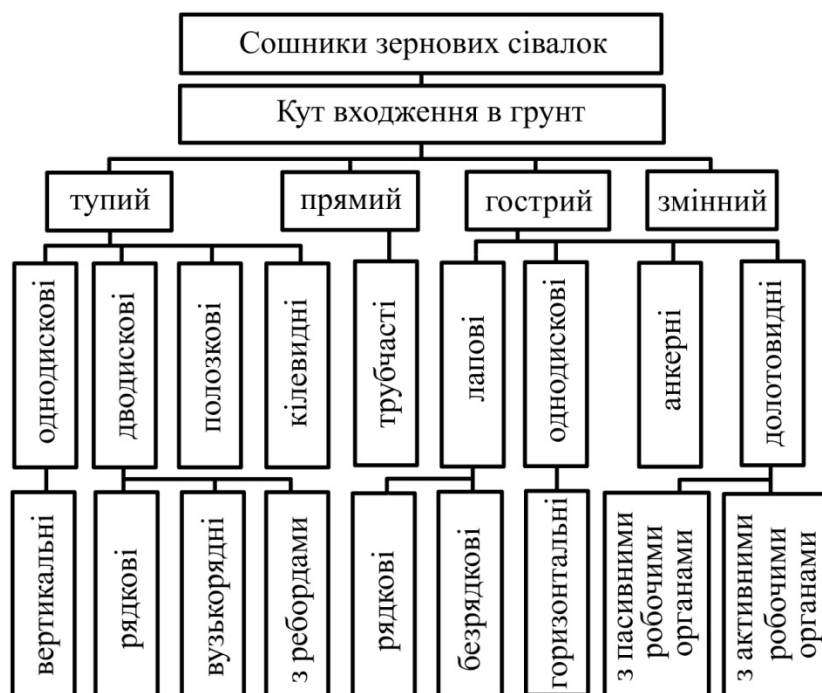


Рисунок 1 – Класифікація сошників зернових сівалок

Проведений аналіз сошників сівалок дозволив визначити найбільш поширені конструкції та встановити напрями їх вдосконалення. Найбільшого розповсюдження в зернових сівалках прямої сівби отримали дискові сошники з тупим, та анкерні і долотовидні з гострим кутом входження в ґрунт. Такі сошники добре працюють в традиційних технологіях, а для використання їх у технологіях мінімального та

нульового обробітків доводиться ускладнювати конструкцію, що підвищує питому металоемкість та енергетичні витрати. Актуальним стає питання створення простих за конструкцією, недорогих сошників, які б не мали таких недоліків. Перспективними, на наш погляд, є сошники з гострим кутом, широке застосування яких обмежується забиванням рослинними рештками.

В результаті досліджень, проведених на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету, для усунення такого недоліку була запропонована посівна секція, в якій відведення стебел рослинних решток з зони дії стояка сошника пропонується здійснювати за допомогою стеблевідводу [1]. Для встановлення працездатності запропонованої конструкції восени 2012 року на дослідних полях Кіровоградської дослідної станції ААНУ були проведені польові випробування. Їх метою було встановлення можливості застосування сошника з гострим кутом входження в ґрунт для сівби зернових культур із стеблевідводом запропонованої конструкції, визначення основних показників якості його роботи та порівняння з найбільш поширеними конструкціями сошників.

Проведені теоретичні та лабораторні дослідження [2, 3] дали змогу визначити основні геометричні параметри запропонованої конструкції сошника, встановити найбільш значимі фактори, які впливають на якість його роботи. Тому польові випробування також були призвані підтвердити чи спростувати достовірність отриманих теоретичним шляхом результатів.

Експериментальна сівалка для проведення польових досліджень (рис. 2), складалася з рами, начіпного пристрою, бункера для насіння і добрив з котушковими висівними апаратами. До рами сівалки за допомогою паралелограмної підвіски кріпилися в два ряди дев'ять посівних секцій з експериментальними сошниками. Відстань між посівними секціями одного ряду складала - 300 мм, а між сошниками по ширині захвату сівалки – 150 мм. Для порівняльної характеристики за схемою (рис. 3) були встановлені крайні сошники: дводисковий сівалки СРН-2000 фірми Great Plains і анкерний стерньової сівалки СТС-2,1, ПАТ "Червона зірка".



Рисунок 2 – Загальний вигляд експериментальної сівалки прямого посіву

Для проведення польових досліджень була вибрана рівна ділянка поля, без обробітку, характеристику рослинних решток, тип ґрунту, рельєф, вологість та твердість, межі яких визначали за методикою [4, 5, 6], (табл. 1). Ширину залікових

ділянок приймали рівною двом проходам сівалки на довжині 100 м. При вивченні впливу робочої швидкості на якісні показники значення останньої змінювали в межах 5...15 км/год. Швидкість руху агрегату визначали за формулою:

$$V = 3,6 \cdot \frac{S}{t}, \quad (1)$$

де S - шлях пройдений сівалкою, м;
 t - час, за який агрегат проходить цей шлях, с.

Таблиця 1 – Твердість та вологість ґрунту по горизонтах

№ досліду	Горизонти ґрунту, см					
	Твердість, МПа			Вологість, %		
	0...5	5...10	10...15	0...5	5...10	10...15
1	0,06	0,17	0,20	7,6	10,3	15,2
2	0,10	0,15	0,23	8,7	10,6	15,0
3	0,08	0,18	0,22	8,2	10,1	14,6
4	0,07	0,16	0,21	8,6	10,8	14,9
5	0,09	0,14	0,24	8,4	10,2	14,3
Середнє	0,08	0,16	0,22	8,3	10,4	14,8

Для визначення шляху і часу його проходження на ділянках відмічали залікові проходи довжиною 50 м. Час проходження фіксували секундоміром в чотирикратній повторюваності (по дві в прямому і зворотному напрямках).

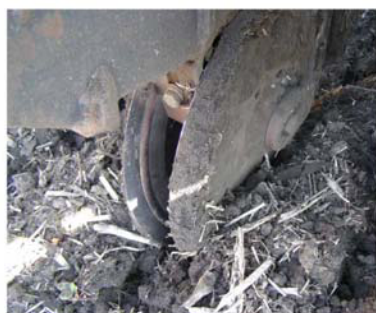
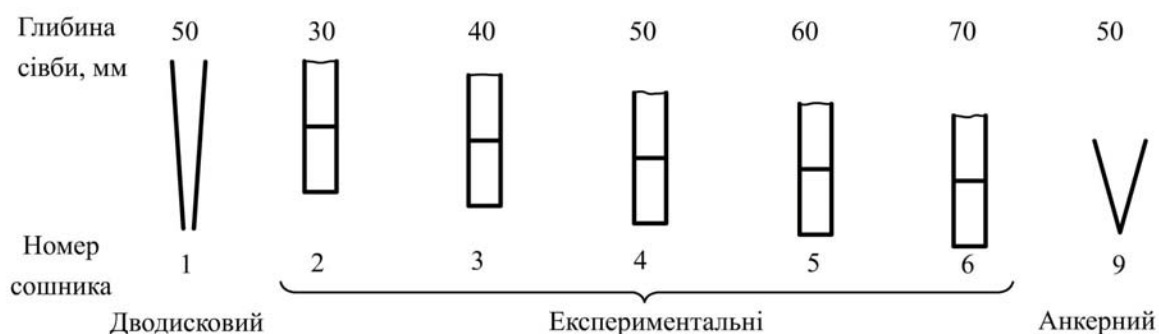


Рисунок 3 – Загальний вигляд та схема встановлення сошників на глибину сівби

Місце проведення випробувань мало наступну характеристику:

- попередник – соя сорту "Медея";
- кількість стоячих рослинних решток, шт/м² – 43-68;
- середній діаметр стебел рослинних решток, мм – 5,4;
- середня довжина стоячих рослинних решток, м – 0,15–0,18;
- маса рослинних решток, г/м² – 496;
- рельєф поверхні поля – плато вирівняне, схил до 1°.

В дні проведення дослідних посівів вологість і твердість ґрунту визначали на глибині 0...15 см по діагоналі ділянки в п'ятикратній повторюваності.

Задана норма висіву насіння становила 200 кг/га, добрива не застосовувалися.

Визначення глибини загортання насіння здійснювали по етиольованій частині рослин. Замірам підлягали випадкові рослини розміщені по довжині рядка (рис. 4) з інтервалом в 10 см.

В якості основних показників виконання технологічного процесу були прийняті:

- рівномірність загортання насіння по глибині, яка визначалася коефіцієнтом варіації ρ ;

- значення реальної глибини загортання насіння.



Рисунок 4 – Дослідна ділянка після появи сходів пшениці сорту "Куяльник"

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що залежність зміни коефіцієнта варіації від швидкості руху агрегату апроксимується наступними виразами в розкодованому вигляді:

- для експериментального сошника

$$\rho = 0,4143 \cdot V^2 - 4,4571 \cdot V + 33,527 ; \quad (2)$$

- для анкерного сошника

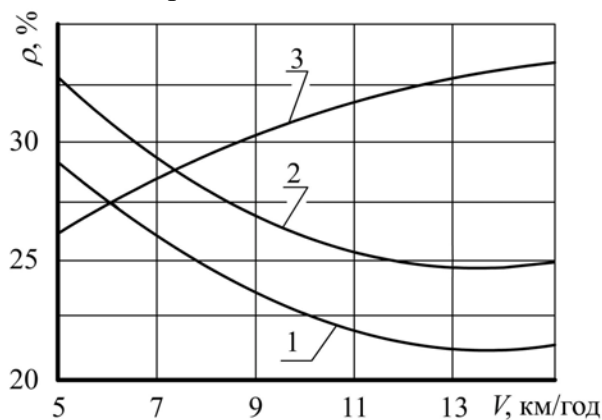
$$\rho = 0,4274 \cdot V^2 - 4,5512 \cdot V + 36,743 ; \quad (3)$$

- для дводискового сошника

$$\rho = -0,1774 \cdot V^2 + 2,6226 \cdot V + 23,914 . \quad (4)$$

Характер даного показника (рис. 5) для різних з порівнюваних сошників має певні особливості, не завжди аналогічні до традиційних і звичних для сприйняття. Як і очікувалося, якість загортання насіння дисковим сошником з підвищенням робочої швидкості знижувалася. Результати ж роботи сошників з гострим кутом входження в ґрунт виявилися в певній мірі не зовсім очікуваними. Так, з підвищенням робочої швидкості рівномірність загортання насіння спочатку підвищувалася до досягнення робочих швидкостей близьких до 13 км/год, а потім знижувалася. Для експериментального сошника пояснити такі показники можна особливостями конструкції секції до складу якої він входить. При малих швидкостях і недостатніх динамічних навантаженнях на ґрунтові елементи з боку копіювального котка сошник встигав реагувати на всі нерівності мікрорельєфу поверхні поля (грудки, стебла попередників та ін.) в результаті чого знижувалася і рівномірність загортання насіння. З підвищенням поступальної швидкості копіювання поверхні поля вирівнювалося, а отже покращувалася і якість загортання. При досягненні швидкостей понад 13 км/год загортаюча робоча система не встигала копіювати поверхню поля і якісний показник

погіршувався. Характер роботи анкерного сошника схожий з експериментальним, але загальний показник рівномірності загортання насіння нижчий від експериментального в середньому на 5...7%. До того ж за наявності певної кількості рослинних решток на поверхні поля від виявляється непрацездатним.



1 – експериментальний; 2 – анкерний; 3 - дводисковий

Рисунок 5 – Залежність коефіцієнта варіації глибини загортання насіння ρ від робочої швидкості посівного агрегату для порівнювальних сошників

Порівняно із дводисковими експериментальні сошники забезпечують агротехнічні вимоги на швидкостях 12 км/год і більше. Дводискові задовільно працюють на малих швидкостях, а із збільшенням швидкості більше 8 км/год насіння виноситься дисками навіть на поверхню поля, яке загортається шлейфом сівалки у поверхневому шарі ґрунту на невеликій глибині.

Характер залежності показника рівномірності для експериментального сошника від заданої глибини загортання насіння при різних робочих швидкостях (рис. 6, 7) є схожим з відомими результатами, отриманими попередніми дослідниками. В даному випадку є логічним зниження значення коефіцієнта варіації зі збільшенням заданої глибини загортання насіння і перемінне його значення з наростанням робочої швидкості.

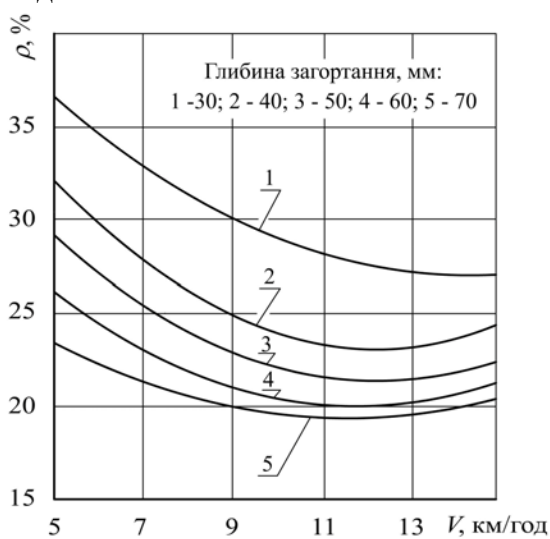


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта варіації ρ для різної глибини загортання насіння залежно від робочої швидкості посівного агрегату V

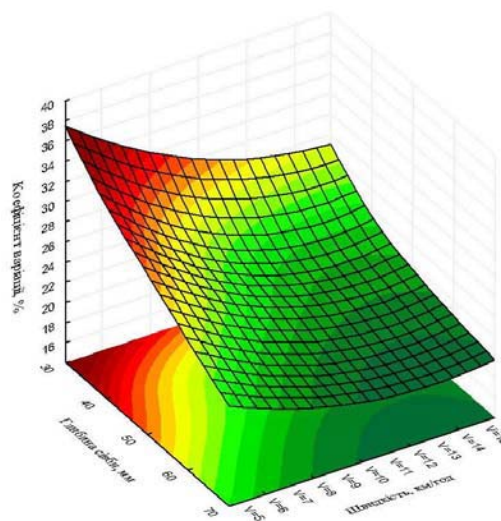
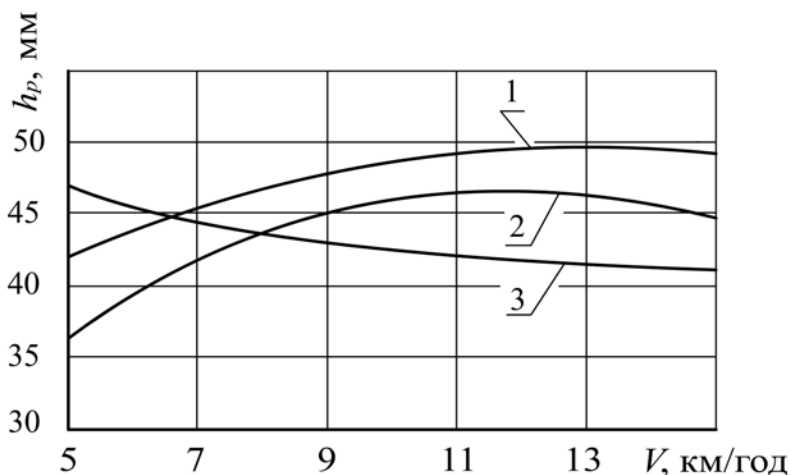


Рисунок 7 – Залежність рівномірності розподілу насіння по глибині від взаємного впливу заданої глибини загортання h_3 та робочої швидкості V

Не менш важливим для оцінки якості роботи сошникових груп є дотримання ними заданих глибин загортання насіння на різних робочих швидкостях. В нашому випадку (рис. 8) найбільшим відхиленням в діапазоні $V=7\dots 13$ км/год характеризується дисковий сошник. Для нього реальна глибина загортання насіння при заданій $h_s = 5$ см становить близько 4 см з тенденцією зниження зі збільшенням швидкості. Криві 1 та 2, що описують забезпечення реальної глибини загортання насіння сошниками з гострим кутом входження в ґрунт, мають змінний характер. Експериментальний сошник забезпечує більшу відповідність реального значення глибини ходу заданому. Причому максимальне наближення між заданим та реальним значенням досягається в діапазоні робочих швидкостей близьких до 13 км/год.



1 – експериментальний сошник; 2 – анкерний сошник; 3 – дисковий сошник

Рисунок 8 – Залежність реальної глибини h_p загортання насіння в ґрунт від робочої швидкості агрегату

V при заданих глибинах сівби - $h_s = 50$ мм

На підставі проведених польових випробувань експериментальної сівалки для прямої сівби зернових культур встановлено, що запропонована конструкція загортаючих робочих органів забезпечує виконання технологічного процесу без попередньої підготовки ґрунту.

Конструкція обґрунтованого сошника з гострим кутом входження в ґрунт і обладнаного стеблевідводом здатна забезпечувати задані агротехнічними вимогами якісні показники сівби при робочих швидкостях наближених до 13 км/год і значно меншу металоемність машини в цілому. За таких умов відкриваються можливості суттєвого підвищення продуктивності посівних машин з одночасним суттєвим зниженням негативного впливу на ґрунт - переущільнення, руйнування структури.

Список літератури

1. Пат. 99691 Україна, МПК А01С 7/20 (2006.01) Посівна секція для сівалок прямого посіву / Сало В.М., Лузан О.Р., Лузан П.Г., Савицький М.І.; заявник і патентовласник Сало В.М.;- № u 2011 14347; заявл. 05.12.2011; опубл. 25.06.2012, Бюл. №12.
2. Сало В.М. Обґрунтування форми стеблевіддмача сошника для прямої сівби зернових культур / В.М. Сало, О.Р. Лузан, С.Я. Гончарова, П.Г. Лузан // Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.- Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2011.- Вип. 21.- Том II.- С. 64-74.
3. Лузан О.Р. Обґрунтування параметрів посівної секції для прямої сівби зернових культур / О.Р. Лузан, В.М. Сало, П.Г. Лузан, С.М. Лещенко // Зб. наук. праць ВНАУ. Серія: Технічні науки.- Вінниця: ВНАУ, 2012.- Вип. 11, Том 2 (66).- С. 217-222.

4. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытания: ГОСТ 20915-75.– [Чинний від 1975-06-19].– М.: Издательство стандартов, 1975.– 42 с.– (Міждержавний стандарт).
5. Сеялки тракторные. Методы испытаний: ГОСТ 31345-2007.– [Дата введения 2009-01-01].– М.: ФГУП «Стандартинформ», 2007.– 57 с.– (Межгосударственный стандарт).
6. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований): [учеб. для вузов] / Б.А. Доспехов; Изд. 5-е, перераб. и доп.– М.: Агропромиздат, 1985.– 351 с.

Е. Лузан, В. Сало, П. Лузан, С. Леценко

Результаты полевых испытаний экспериментальной сеялки прямого посева

В статье приведено методику и результаты полевых сравнительных испытаний экспериментальной сеялки для прямого посева зерновых культур. Определены качественные показатели работы предложенных сошников. Проведен сравнительный анализ сошников по качеству заделки семян.

E. Luzan, V. Salo, P. Luzan, S. Leschenko

The results of field tests of experimental direct seed drills

The article gives the methodology and results of the field of comparative tests of experimental seed drills for direct seeding of crops. Quality indicators of the proposed openers. A comparative analysis of quality openers seeding.

Одержано 8.10.12.

УДК 681.325.53

**А.Г. Лукашенко, канд. техн. наук, В.М. Лукашенко, проф., д-р техн. наук,
Р.Е. Юпин, асист., Д.А. Лукашенко, асп., В.А. Лукашенко, асп.**

Черкаський державний технологічний університет

Систематизация структур современных микроконтроллеров для лазерных технологических КОМПЛЕКСОВ

Автоматизация сельского хозяйства предусматривает использования микропроцессорных систем, что повышает надежность, упрощает процесс управления. Представлена систематизация микроконтроллеров, позволяющих проектировать управляющие системы с высокой эксплуатационной технологичностью в формате критериев: «качество – время – затраты».

микроконтроллеры, модели микроконтроллеров, качественная оценка, систематизация

Актуальность. Микропроцессорные системы (МПС) предусматривают использования микроконтроллеров (МК) при автоматизации процессов сельского хозяйства.

Микроконтроллер – микропроцессорная БИС (большая интегральная система), специально предназначена для использования в управляющих устройствах, системах передачи данных и системах управления технологическими процессами. Обычная микросхема микроконтроллера имеет разрядность слова и богатый набор команд

4. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытания: ГОСТ 20915-75.– [Чинний від 1975-06-19].– М.: Издательство стандартов, 1975.– 42 с.– (Міждержавний стандарт).
5. Сеялки тракторные. Методы испытаний: ГОСТ 31345-2007.– [Дата введения 2009-01-01].– М.: ФГУП «Стандартинформ», 2007.– 57 с.– (Межгосударственный стандарт).
6. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований): [учеб. для вузов] / Б.А. Доспехов; Изд. 5-е, перераб. и доп.– М.: Агропромиздат, 1985.– 351 с.

Е. Лузан, В. Сало, П. Лузан, С. Леценко

Результаты полевых испытаний экспериментальной сеялки прямого посева

В статье приведено методику и результаты полевых сравнительных испытаний экспериментальной сеялки для прямого посева зерновых культур. Определены качественные показатели работы предложенных сошников. Проведен сравнительный анализ сошников по качеству заделки семян.

E. Luzan, V. Salo, P. Luzan, S. Leschenko

The results of field tests of experimental direct seed drills

The article gives the methodology and results of the field of comparative tests of experimental seed drills for direct seeding of crops. Quality indicators of the proposed openers. A comparative analysis of quality openers seeding.

Одержано 8.10.12.

УДК 681.325.53

**А.Г. Лукашенко, канд. техн. наук, В.М. Лукашенко, проф., д-р техн. наук,
Р.Е. Юпин, асист., Д.А. Лукашенко, асп., В.А. Лукашенко, асп.**

Черкаський державний технологічний університет

Систематизация структур современных микроконтроллеров для лазерных технологических КОМПЛЕКСОВ

Автоматизация сельского хозяйства предусматривает использования микропроцессорных систем, что повышает надежность, упрощает процесс управления. Представлена систематизация микроконтроллеров, позволяющих проектировать управляющие системы с высокой эксплуатационной технологичностью в формате критериев: «качество – время – затраты».

микроконтроллеры, модели микроконтроллеров, качественная оценка, систематизация

Актуальность. Микропроцессорные системы (МПС) предусматривают использования микроконтроллеров (МК) при автоматизации процессов сельского хозяйства.

Микроконтроллер – микропроцессорная БИС (большая интегральная система), специально предназначена для использования в управляющих устройствах, системах передачи данных и системах управления технологическими процессами. Обычная микросхема микроконтроллера имеет разрядность слова и богатый набор команд

© А.Г. Лукашенко, В.М. Лукашенко, Р.Е. Юпин, Д.А. Лукашенко, В.А. Лукашенко, 2012

манипулювання отдельними битами, но не способна реализовывать некоторые арифметические и строковые операции, характерные для универсальных микропроцессоров [1, ..., 5, 7]. МК посвящено ряд научно-практических работ таких ученых как: S. Muller, А.В. Евстигнеев, В.М. Локазюк, В.В. Корнеев, Н.П. Бабич, И.А. Жуков, А.В. Кисилев, В.М. Спивак, А.А. Зори, Ю.И. Якименко. Однако вопросам систематизации МК уделено внимания недостаточно. Большое разнообразие современных микропроцессорных систем, в том числе и МК, ставит задачу их систематизации. Поэтому задача построения схемы систематизации структур МК является актуальной.

Целью работы является систематизация современных МК по морфоструктурам для ускорения процесса определения СМК (специализированных МК) в формате критериев: «качество – время – затраты».

Решение проблемной задачи

Для выполнения поставленной цели необходимо построить классификационную схему современных МК, которая позволяет объединить по определенному иерархизированному единству в функциональных целях на основе существующих между ними связей и взаимосвязей с внешним миром.

Известно, что классификация облегчает изучение предмета исследования, упорядочивает терминологию, позволяет определить некоторые зависимости.

При выборе наиболее подходящего МК для конкретной задачи целесообразно провести качественную оценку по фирмам изготовителям.

Современные МК можно систематизировать по-разному, одна из возможных схем классификации представлена на рис. 1.

Специализированные МК (СМК) по типу обрабатываемых данных отличаются расширенными возможностями, они позволяют работать с сигналами, представленными в цифровой, аналоговой и гибридной (аналогово-цифровой) формах.

Учитывая, что аналоговая обработка данных на порядок быстрее выполняется по сравнению с цифровой обработкой при одинаковых тактовых частотах, но менее точная, то имеется возможность использовать СМК для представления данных с различной формой сигнала. [3, 6, 7].

Системный анализ современных МК (рис. 1) показал, что структура МК с Гарвардской архитектурой, обладающих параллельной выборкой команд и данных, многомагистральностью, многоядерностью, наличием RISC, VLIW, EPIC структуры с разрядностью данных до 32 бит, являются наилучшими [1, 7].

Качественная оценка МК по фирмам изготовителям представлена в таблице 1, где представлены характеристики современных микроконтроллеров разных фирм производителей. Это наглядно позволяет выбрать микроконтроллер конкретной фирмы изготовителя, наиболее подходящий для решения поставленной задачи в заранее определенных условиях работы. В итоге повышается качество и эксплуатационные характеристики конечных готовых продуктов. Таблица позволяет выбрать микроконтроллер из наиболее распространенных фирм производителей, который будет уже выделяться одним или несколькими важными критериями качества: повышенным быстродействием, низким энергопотреблением, высокой точностью, высокой надежностью, легким программным сопровождением и т.п., что, в свою очередь, определяет высокую конкурентоспособность.

Анализ классификационной схемы показывает, что одним из основных признаков МК является архитектура, которая разделяет их на универсальные и специализированные с Принстонской и Гарвардской организацией памяти программ и данных [4, ..., 6, 7].

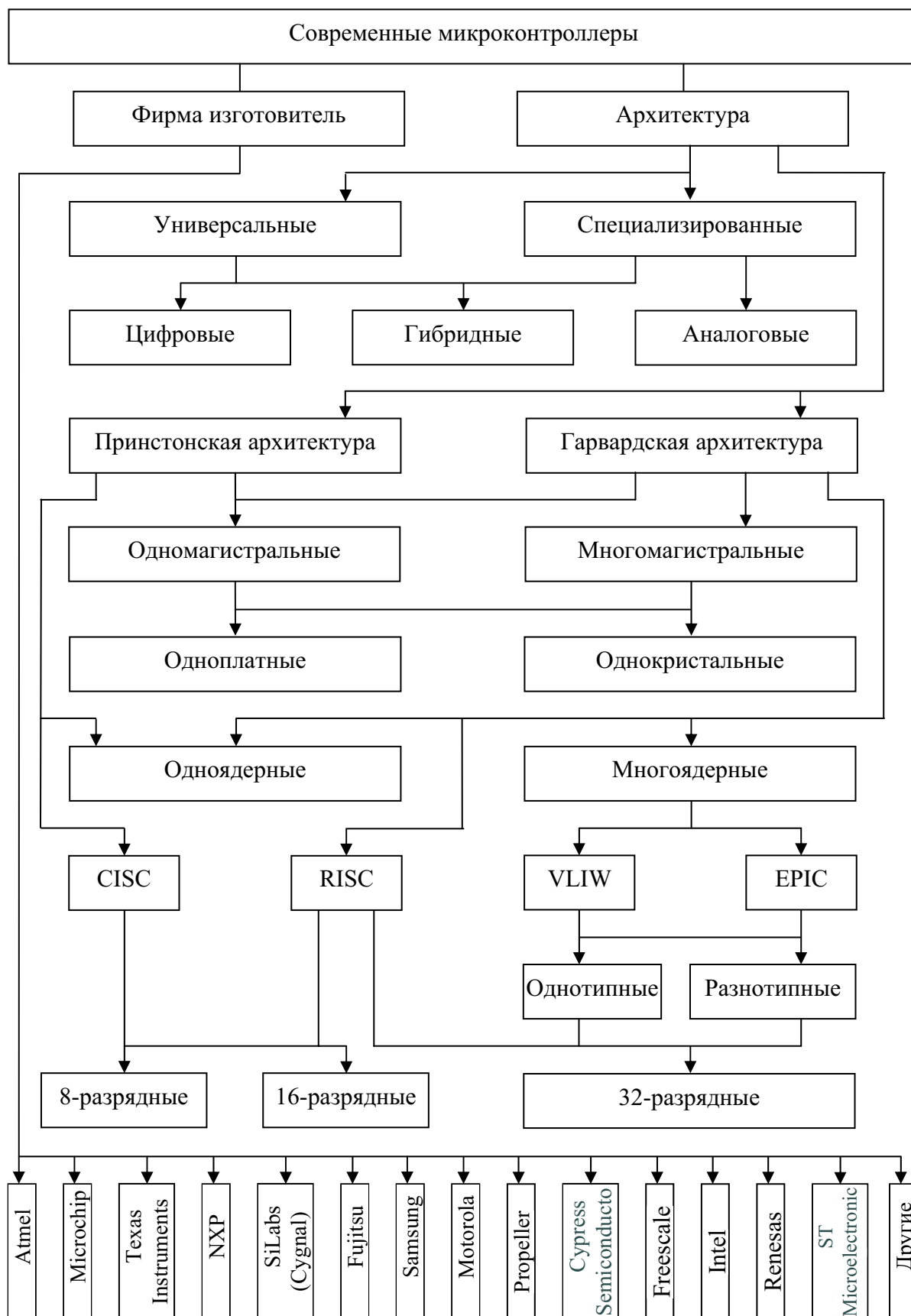


Рисунок 1 – Классификационная схема современных микроконтроллеров

Таблица 1 - Качественная оценка МК по фирмам изготовителям

	Преимущества	Недостатки	Рекомендуемое использование
Atmel	Производительность приближающаяся к 1 MIPS/МГц, усовершенствованная RISC-архитектура, 32 РОН, разделные шины памяти команд и данных, внутрисхемно программируемая Flash-память программ, память данных EEPROM, блокировка режима программирования, широкий диапазон рабочих частот (0..20МГц), широкий диапазон напряжений питания (1,8..6,0В), режимы энергосбережения, альтернативные способы тактирования, упрощенная структура программ, широкий диапазон ассортимента и динамическое развитие по улучшению характеристик МК	Несовершенная система защиты энергозависимой памяти данных, проблемы с помехоустойчивостью, сложности в системе команд	Компьютерные сети, медицина, связь, автомобили, космос, военные устройства, изделия Smart Card и считыватели к ним, игрушки, игровые приставки, зарядные устройства, бытовая техника, пульта дистанционного управления, контроллеры защиты доступа в мобильный телефон, спутниковые навигационные системы, промышленные системы контроля и управления, офисная техника, компьютерные ПК
Microchip	Широкий диапазон питающих напряжений, режим низковольтного программирования, самопрограммируемые различные варианты памяти программ, легкое согласование между семействами МК, кратчайшее время выхода на рынок, низкая стоимость разработки, хорошая прееественность внутри и между семействами, программная совместимость, совместимость по выводам, общие универсальные библиотеки и стеки наиболее популярных протоколов, всевозможные вариации периферии, широкий выбор объема памяти, температуры, легкое освоение, богатая периферия, широкий выбор корпусов	Неэффективная архитектура, ограниченная система команд (хотя есть и расширенные версии микроконтроллеров)	Батарейные устройства, сложные системы реального времени, энергоограниченные приложения, управление двигателями и преобразователями энергии, импульсные источники питания, для работы со звуком, для управления дисплеями
Fujitsu	CMOS-технология изготовления, низкое энергопотребление, обработка до 256 аппаратных и программных прерываний, восемь уровней приоритета прерываний, меньший размер исходного кода, возможность остановки пересылки портом – устраняет пересылку нежелательных данных	Не эффективная CISC-архитектура, большая система команд (351 инструкция), низкая скорость выборки команд	В критичных к быстродействию применениях – от новейших разработок домашней и офисной электронной техники, систем безопасности и средств связи до промышленных применений младших уровней традиционно использующих 32-разрядные микроконтроллеры
Propeller	Высокоскоростная обработка данных, малое потребление мощности, малые габариты, гибкие при настройке, высокая производительность, 8 процессорных ядер, относительно простая архитектура, дополнительный конвейер команд запускается до логического ветвления программы, не нуждается в прерываниях	Сложности освоения новой архитектуры, необходимы навыки работы с параллельными алгоритмами	В приборах реального времени, в распределенных приложениях, системах сбора метеоданных, системах автоматического управления транспортными средствами, системах удаленного управления объектами, системах защиты, роботах, экспертных и интеллектуальных системах

Выводы

1. Проведен анализ существующих МК, построена классификационная схема современных МК, показаны взаимосвязи признаков Принстонской и Гарвардской архитектуры.

2. Выявлено, что СМК с Гарвардской архитектурой имеют повышенную производительность, надежность, быстродействие, точность и с расширенными функциональными возможностями.

3. Предложена систематизация СМК по основным признакам, что обеспечивает выбор микроконтроллеров с высокой эксплуатационной технологичностью в формате критериев: «качество – время – затраты», что обеспечивает высокую конкурентоспособность на рынке сбыта.

4. Приведена качественная оценка МК по фирмам изготовителям, что позволяет облегчить выбор необходимого микроконтроллера. Выявлено, что наилучшими качественными характеристиками обладают микроконтроллеры фирмы Atmel, чем подтверждается столь широкий спектр применения в различных сферах жизнедеятельности человека. Перспективными, являются микроконтроллеры фирмы Propeller, благодаря наличию 8 процессорных ядер, работающих параллельно в системах реального времени.

В дальнейшем исследовании необходимо рассмотреть энергетический резерв в МК с целью их усовершенствования и рассмотреть возможность выявления четвертого бескритериального параметра.

Список литературы

1. ИМС Propeller Руководство по применению / <http://www.kosmodrom.com.ua/data/PM-v1.0-RUS-v1.0.pdf>.
2. Fujitsu расширила линейку 8-разрядных микроконтроллеров для управления электродвигателями / <http://www.rlocman.ru/news/new.html?di=134173>.
3. Евстигнеев А.В. Микроконтроллеры AVR семейства Classic фирмы «ATMEL». – М.: ДОДЭКА-XXI, 2002. – 228 с.
4. Обзор поколения 16-разрядных микроконтроллеров Microchip / Пантелейчук А. – http://kit-e.ru/articles/micro/2008_3_119.php.
5. Схемотехніка електронних систем: У 3 кн. Кн. 3. Мікропроцесори та мікроконтролери: Підручник / В.І. Бойко, А.М. Гуржій, В.Я. Жуйков та ін. – 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища шк., 2004. – 399с.
6. Восьмиядерная сороконожка / <http://habrahabr.ru/post/103727/>
7. Классификация современных микроконтроллеров для лазерных технологических комплексов / А. Г. Лукашенко, В. М. Лукашенко, Р. Е. Юпин, Д. А. Лукашенко, В. А. Лукашенко // Aktuální možnosti vědy – 2012 : materiály VIII Mezinárodní vědecko-praktická konference : (27.06.2012 – 05.07.2012, Прага, Чехия). – Прага: “Education and Science”, 2012. – Т. 20. – С. 45–48.

А. Лукашенко, В.М. Лукашенко, Р. Юпин, Д. Лукашенко, В. Лукашенко

Систематизация структур современных микроконтроллеров для лазерных технологических комплексов

Автоматизация сельского хозяйства предбачає використання мікропроцесорних систем, що підвищує надійність, спрощує процес управління. Представлена систематизация мікроконтролерів, що дозволяють проектувати управляючі системи з високою експлуатаційною технологічністю у форматі критеріїв: «якість - час - витрати».

А. Lukashenko, V.M. Lukashenko, R. Yupyn, D. Lukashenko, V. Lukashenko

Systematization of structures of modern microcontrollers for laser technological complexes

Automation of agriculture provides uses of microprocessor systems that increases reliability, simplifies management process. Ordering of the microcontrollers, allowing to project managing directors of system with high operational adaptability to manufacture in a format of criteria is presented: «quality – time – expenses».

Одержано 25.10.12

УДК 631.33.024.2

Ю.В. Мачок, канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р. техн. наук, В.В. Аулін, проф., канд. фіз.-мат. наук, Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн. наук, П.Г. Лузан, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Вплив зносу елементів конструкції сошників на їх тяговий опір

Стаття присвячена вивченню питання впливу стану леза полозу на тяговий опір полозкового сошника зернової сівалки. Розглянуто три можливих варіанти стану леза: стандартне загострене, незміцнене незагострене, незагострене зміцнене зносостійкими композиційними матеріалами. Отримано аналітичні залежності тягового опору полозкового сошника від зміни параметрів леза та їх графічна інтерпретація.

полозковий сошник, стабілізований профіль, лезо, самозагострювання, тяговий опір

Кількість та якість сходів зернових культур істотно залежить від того, де після сівби розміщується посівний матеріал - в поверхневих шарах ґрунту, на заданій глибині чи глибше. Залежно від цього деяка частина посівного матеріалу втрачається, частина сходів вимерзає чи висушується, а частина не дає сходів, що не може не вплинути на кількість та якість урожаю. Тому, гостро постає питання про створення таких конструкцій сошників, які могли б рівномірно загорнути насіння на задану глибину та зберігати функціональні властивості протягом всього терміну експлуатації. В деякій мірі висунутим вимогам відповідає полозковий сошник, розроблений колективом кафедри сільськогосподарського машинобудування КНТУ під керівництвом професора П.В. Сисоліна [3].

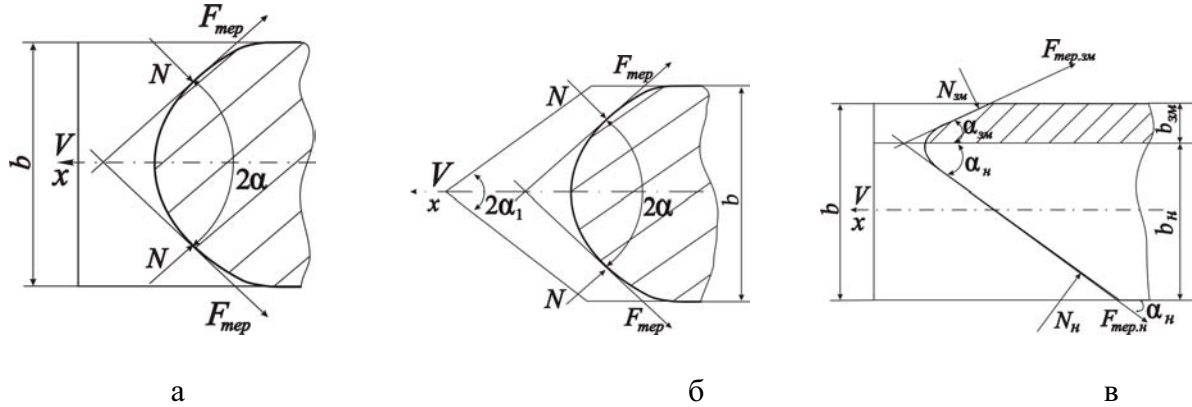
Відомо, що безпосередній вплив на якість загортання насіння має гострота леза полозу. Практика показує, що попереднє загострення леза при виготовленні полозу дає позитивний ефект лише на початку експлуатації. Неминуче його затуплення при взаємодії з ґрунтовим середовищем в процесі експлуатації викликає поступове некероване зменшення глибини руху сошника. Момент стабілізації затупленого профілю настає при напрацюванні 20-25 га. Тому, виникає необхідність в додатковому загостренні леза. Очевидно, що загострення, яке супроводжується штучним видаленням шару металу призводить до зменшення довговічності полозу, через що виконання даної операції можна вважати недоцільною.

З іншого боку, затуплення леза ґрунторізального елемента супроводжується збільшенням тягового опору сошника. Максимального значення він набуде при стабілізації профілю леза. У випадку використання попередньо незагостреного леза полозу буде спостерігатися зворотній ефект. Тяговий опір сошника буде знижуватись від максимального до мінімального значення при стабілізації профілю леза. У зв'язку з цим, актуальною є необхідність його зміцнення зносостійкими композиційними матеріалами з реалізацією ефекту самозагострювання [2].

Розглянемо три можливих варіанти стану леза полозу: стандартне загострене лезо, незміцнене і незагострене лезо, незагострене зміцнене лезо (рис. 1).

Розрахунок тягового опору полозкового сошника можна провести, використовуючи рівняння руху частинок ґрунту по робочій поверхні полозу та теорію клину В.П. Горячкіна [1].

Згідно цієї теорії в процесі руху сошника в середовищі ґрунту на нього діють нормальний тиск ґрунту N , сила тертя $F_{тер}$ (рис. 1).



а - лезо незміцнене і незагострене; б - лезо стандартне загострене; в - лезо зміцнене і незагострене

Рисунок 1 – Схеми сил та профілів леза для визначення тягового опору полозкового сошника

Використовуючи рис. 1 і враховуючи те, що сила тертя дорівнює $F_{тер} = Ntg\varphi$, відповідні сили тягового опору полозкового сошника дорівнюють:

- незміцнене і незагострене лезо (рис. 1 а):

$$R_x = 2N(1 - \sin \alpha) + 2Ntg\varphi_n(1 - \cos \alpha) = 2N[(1 - \sin \alpha) + tg\varphi_n(1 - \cos \alpha)]; \quad (1)$$

- незміцнене і загострене лезо (рис. 1 б):

$$R_x = 2N(\sin \alpha - \sin \alpha_1) + 2Ntg\varphi_n(\cos \alpha - \cos \alpha_1) = 2N[(\sin \alpha - \sin \alpha_1) + tg\varphi_n(\cos \alpha - \cos \alpha_1)]; \quad (2)$$

- зміцнене і незагострене лезо (рис. 1 в):

$$R_x = N_{зм} [(1 - \sin \alpha_{зм}) + tg\varphi_{зм}(1 - \cos \alpha_{зм})] + N_n [(1 - \sin \alpha_n) + tg\varphi_n(1 - \cos \alpha_n)], \quad (3)$$

де $\alpha_{зм}$, α_n - кути загострення зміцненої і несучої частин полозу сошника;

α_1 - кут попереднього загострення леза;

$\varphi_{зм}$, φ_n - кут тертя ґрунту по зміцненій і не зміцненій поверхні.

У формулах (1) – (2) сили нормального тиску ґрунту на робочі поверхні полозкового сошника мають дві складові:

$$N = N_{ст} + N_{дин}, \quad (4)$$

де $N_{ст}$ – статична складова, яка являє собою опір стиску ґрунту в горизонтальному напрямку;

$N_{\text{дин}}$ – динамічна складова – сила інерції при переміщенні полозкового сошника в ґрунті.

Наведемо основні конструктивні характеристики полозкового сошника та зазначені сили, що діють в локальних областях його леза (рис. 2).

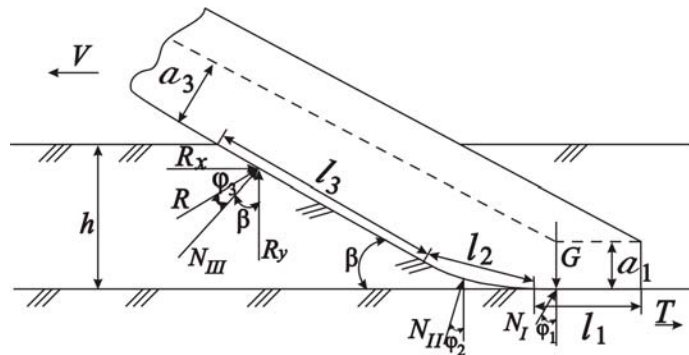
Статична складова сили нормального тиску на бічну поверхню полозкового сошника, визначається за формулою [1]:

$$N_{cm} = \bar{q}S_{\sigma}, \quad (5)$$

де \bar{q} – середній питомий тиск ґрунту на бічну поверхню S_{σ} полозу сошника;

$$\bar{q} = \frac{1}{2}\gamma_{sp}gh, \quad (6)$$

де γ_{sp} – щільність ґрунту; g – прискорення вільного падіння; h – глибина руху полозу сошника.



N_I, N_{II}, N_{III} – статичні складові сили нормального тиску відповідних зон полозу;
 G – вага сошника; R_x, R_y – складові сили тягового опору

Рисунок 2 – Схема полозу сошника із зазначеними основними конструктивними та силовими характеристиками

Використовуючи дані рис. 2, отримуємо:

$$S_{\sigma} = 2 \left[(a_1 - u_1^*)l_1 + \frac{ha_3}{\sin \beta} - u_3^*l_3 - u_2^*l_2 \right], \quad (7)$$

де a_1 – ширина робочої частини зони довжиною l_1 ;

a_3 – ширина робочої частини зон довжиною l_2 і l_3 ; u_1^*, u_2^*, u_3^* – відповідні величини усталеного зносу робочих частин полозу.

Підставляючи (6) і (7) в формулу (5), отримуємо:

$$N_c = \gamma_{sp}gh \left[(a_1 - u_1^*)l_1 + \frac{l_1a_3}{\sin \beta} - u_3^*l_3 - u_2^*l_2 \right]. \quad (8)$$

Динамічна складова сили нормального тиску, що діє на лезо дорівнює [1]:

$$N_{\text{дин}} = \frac{dm}{dt}v_N, \quad (9)$$

де $\frac{dm}{dt}$ – маса ґрунту, що переміщується полозом сошника в одиницю часу

$$\frac{dm}{dt} = \frac{S_{рихл}}{2} \nu \gamma_{ep}, \quad (10)$$

де $S_{рихл} = b \cdot h$ – площа рихлення ґрунту в перерізі в перпендикулярному напрямку руху;

b – товщина полозу;

ν – швидкість руху агрегату;

$\nu_N = \nu \sin \alpha$, виходячи з рис. 1 та 2.

Враховавши (10) в (9), маємо:

$$N_{дин} = \frac{bh}{2} \nu \gamma_{ep} \sin \alpha. \quad (11)$$

Аналіз формул (8) та (11) свідчить, що формула (8) для незагостреного не зміцненого і зміцненого, а також для загостреного стандартного полозів сошників буде однаковою, а формула (11) буде мати різний вигляд:

- для незагостреного і не зміцненого полозу сошника:

$$N_{дин} = \frac{bh}{2} \nu^2 \gamma_{ep} (1 - \sin \alpha); \quad (12)$$

- для загостреного стандартного полозу сошника:

$$N_{дин} = \frac{bh}{2} \nu^2 \gamma_{ep} (\sin \alpha - \sin \alpha_1); \quad (13)$$

- для незагостреного зміцненого полозу сошника:

$$\begin{aligned} N_{дин} &= \frac{b_{зм}}{2} h \nu^2 \gamma_{ep} (1 - \sin \alpha_{зм}) + \frac{b_n}{2} h \nu^2 \gamma_{ep} (1 - \sin \alpha_n) = \\ &= \frac{h}{2} \nu^2 \gamma_{ep} [b_{зм} (1 - \sin \alpha_{зм}) + b_n (1 - \sin \alpha_n)]. \end{aligned} \quad (14)$$

Підставляючи в формулу (4) формули (8), (12) - (14), для визначення статичної і динамічної складових, отримуємо:

- для незагостреного і незміцненого полозу сошника:

$$N = \gamma_{ep} g h \left[(a_1 - u_1^*) l_1 + \frac{h a_3}{\sin \beta} - \frac{u_{3\max}^* l_3 - u_{2\max}^* l_2}{2} \right] + \frac{bh}{2} \nu^2 \gamma_{ep} (1 - \sin \alpha); \quad (15)$$

- для загостреного стандартного полозу сошника:

$$N = \gamma_{ep} g h \left[(a_1 - u_1^*) l_1 + \frac{h a_3}{\sin \beta} - \frac{u_3^* l_3 - u_2^* l_2}{2} \right] + \frac{bh}{2} \nu^2 \gamma_{ep} (1 - \sin \alpha_1); \quad (16)$$

- для зміцненого незагостреного полозу сошника:

$$N = \gamma_{ep} g h \left[(a_1 - u_{1зм}^*) l_1 + \frac{h a_{3зм}}{\sin \beta} - \frac{u_{3зм}^* l_3 - u_{2зм}^* l_2}{2} \right] + \frac{h}{2} \nu^2 \gamma_{ep} b_{зм} (1 - \sin \alpha_{зм}), \quad (17)$$

$$N_n = \gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_{1n}^*) l_1 + \frac{h(a_3 - b_{3M})}{\sin \beta} - \frac{u_{3n}^* l_3}{2} - \frac{u_{2n}^* l_2}{2} \right] + \frac{h}{2} v^2 \gamma_{ep} b_n (1 - \sin \alpha_n). \quad (18)$$

Враховуючи формули (14) – (18) у формулах (1)– (4), отримуємо відповідні вирази для визначення сил тягового опору:

- незагострений незміцнений полоз сошника:

$$R_x = \left\{ 2\gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_1^*) l_1 + \frac{ha_3}{\sin \beta} - \frac{u_3^* l_3}{2} - \frac{u_2^* l_2}{2} \right] - bhv^2 \gamma_{ep} (1 - \sin \alpha) \right\} \times \\ \times [(1 - \sin \alpha) + tg \varphi_n (1 - \cos \alpha)]. \quad (19)$$

Якщо прийняти, що $\sin \alpha = k_n S$, де k_n – коефіцієнт пропорційності; S - напрацювання, то маємо:

$$R_x = \left\{ 2\gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_1^*) l_1 + \frac{ha_3}{\sin \beta} - \frac{u_3^* l_3}{2} - \frac{u_2^* l_2}{2} \right] - bhv^2 \gamma_{ep} (1 - k_n S) \right\} \times \\ \times [(1 - k_n S) + tg \varphi_n (1 - \sqrt{1 - k_n^2 S^2})]; \quad (20)$$

- загострений стандартний полоз сошника:

$$R_x = \left\{ 2\gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_1^*) l_1 + \frac{ha_3}{\sin \beta} - \frac{u_3^* l_3}{2} - \frac{u_2^* l_2}{2} \right] - bhv^2 \gamma_{ep} (\sin \alpha - \sin \alpha_1) \right\} \times \\ \times [(\sin \alpha - \sin \alpha_1) + 2tg \varphi_n (\cos \alpha - \cos \alpha_1)]. \quad (21)$$

Якщо прийняти, що $\sin \alpha = k_n S$, то маємо:

$$R_x = \left\{ 2\gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_1^*) l_1 + \frac{ha_3}{\sin \beta} - \frac{u_3^* l_3}{2} - \frac{u_2^* l_2}{2} \right] - bhv^2 \gamma_{ep} (k_n S - \sin \alpha_1) \right\} \times \\ \times [(k_n S - \sin \alpha_1) + 2tg \varphi_n (\sqrt{1 - k_n^2 S^2} - \cos \alpha_1)]; \quad (22)$$

- незагострений зміцнений полоз сошника:

$$R_x = \left\{ \gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_{13M}^*) l_1 + \frac{hb_{3M}}{\sin \beta} - \frac{u_3^* l_3}{2} - \frac{u_2^* l_2}{2} \right] - \frac{h}{2} v^2 \gamma_{ep} b_{3M} (1 - \sin \alpha_{3M}) \right\} \times \\ \times [1 - \sin \alpha_{3M} + tg \varphi_{3M} (1 - \cos \alpha_{3M})] + \left\{ \gamma_{ep} gh \left[(a_1 - b_{3M} - u_{1n}^*) l_1 + \frac{h(a_3 - b_{3M})}{\sin \beta} - \frac{u_{3n}^* l_3}{2} - \frac{u_2^* l_2}{2} \right] + \frac{h}{2} v^2 \gamma_{ep} b_n (1 - \sin \alpha_n) \right\} [1 - \sin \alpha_n + tg \varphi_n (1 - \cos \alpha_n)]. \quad (23)$$

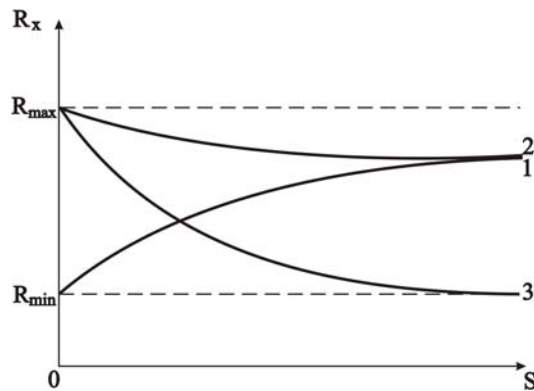
Якщо прийняти, що $\sin \alpha_n = k_n S$; $\sin \alpha_{3M} = k_{3M} S$, де k_{3M} – коефіцієнт пропорційності, то маємо:

$$R_x = \left\{ \gamma_{ep} gh \left[(a_1 - u_{13M}^*) l_1 + \frac{hb_{3M}}{\sin \beta} - \frac{u_{33M}^* l_3}{2} - \frac{u_{23M}^* l_2}{2} \right] - \frac{h}{2} v^2 \gamma_{ep} b_{3M} (1 - k_{3M} S) \right\} \times$$

$$\times \left[1 - k_{3M} S + tg \varphi_{3M} \left(1 - \sqrt{1 - k_{3M}^2 S^2} \right) \right] + \left\{ \gamma_{zp} gh \left[\left(a_1 - b_{3M} - u_{1H}^* \right) l_1 + \frac{h(a_3 - b_{3M})}{\sin \beta} - \frac{u_{3H}^*}{2} l_3 - \right. \right. \\ \left. \left. - \frac{u_2^*}{2} l_2 \right] + \frac{h}{2} v_a^2 \gamma_{zp} b_H \left(1 - k_H S \right) \right\} \left[1 - k_H S + tg \varphi_H \left(1 - \sqrt{1 - k_{3M}^2 S^2} \right) \right]. \quad (24)$$

Аналіз формул (19), (21), (23) свідчить, що тяговий опір є функцією від кута формування різальної кромки полоза сошника в процесі його експлуатації. В першому наближенні до досягнення припрацювання леза сошника (до усталеного процесу його формування), можна вважати, що $\sin \alpha$ пропорційний напрацюванню S .

Графічне представлення характеру залежностей тягового опору від напрацювання згідно з формулами (20), (22) і (24) (рис. 3) свідчить, що тяговий опір сошника з незміцненим і загостреним полозом (крива 1) зростає від мінімального до максимального значення, після якого практично не залежить від напрацювання. Тяговий опір незагострених і незміцнених полозів (крива 2) сошників в початковий момент має величину, яка з напрацюванням незначно зменшується до певної величини і залишається сталою.



1 – загострений стандартний; 2 – незагострений незміцнений; 3 – незагострений зміцнений

Рисунок 3 – Залежність зміни тягового опору полозкового сошника від напрацювання

У випадку зміцнення полозу сошника запропонованим способом (крива 3) величина тягового опору зменшується від максимальної величини в початковий період до мінімального значення після деякого напрацювання.

Таким чином, результати теоретичних досліджень вказують на те, що доцільно відмовитись від загострення лез полозів сошників під час їх виготовлення і впровадити в виробництво технологічний процес зміцнення їх композиційними матеріалами з реалізацією ефекту самозагострювання.

Список літератури

1. Горячкин В.П. Земледельческая механика / В.П. Горячкин. – М., 1919. – 720 с.
2. Мачок Ю.В. Обґрунтування конструкції полозкового сошника з самозагострюваним лезом полозу / Ю.В. Мачок, В.В. Аулін, Є.К. Солових, І.К. Солових // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.– Кіровоград, 2011. – Вип. 41; Ч. 1. – С. 297–300.
3. Пат. 20712 Україна, А01С 7/20. Сошник / Сисолін П.В., Сало В.М., Головка О.М., Бойченко С.Ф., Ляшенко А.С., Хроліков О.В.; заявник та патентотримач Кіровоград. ін-т с.-г. машинобудування. - №97020700; заявл. 18.02.1997; опубл. 27.02.1998, Бюл. №1.

Ю. Мачок, В. Сало, В. Аулин, Т. Сабирзянов, П. Лузан

Влияние износа элементов конструкции сошников на их тяговое сопротивление

Статья посвящена изучению вопроса влияния состояния лезвия полоза на тяговое сопротивление полозкового сошника зерновой сеялки. Рассмотрено три возможных варианта состояния лезвия: стандартное заточенное, неупрочненное незаточенное, незаточенное упрочненное износостойкими композиционными материалами. Получены аналитические зависимости и их графическая интерпретация тягового сопротивления полозкового сошника от изменения параметров лезвия.

Yu. Machok, V. Salo, V. Aulin, T. Sabirzyanov, P. Luzan

Impacts wear of construction elements coulter on their traction resistance

This article is devoted to studying the question of influence of blade runner on traction resistance runner coulter seed drill. Three possible options of blade: Standard pointed, unsharpened, unsharpened strengthened durable composite materials. Analytical dependences and their graphical interpretation of the traction skid resistance of your settings opener blade.

Одержано 8.10.12

УДК 631.362

**С.М. Мороз, канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук,
Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, О.В. Анісімов, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Енергетичний аналіз роботи завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення

В статті розроблено та проведено аналіз математичної моделі енерговитрат завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення.

скребковий, шнековий і ковшовий транспортери, завантажувач, оброблюваний матеріал, зусилля

В існуючих зерноочисних машинах загального призначення та завантажувачах зерна використовуються різні види завантажувачів, що транспортують матеріал з бурта до сепаруючих робочих органів чи до транспортного засобу. Найбільше в таких машинах та пристроях використовуються скребковий, шнековий і ковшовий транспортери [1]. Оцінити їх роботу можна використовуючи якісні, технологічні, енергетичні, економічні та інші показники. На сьогоднішній день, за умов подальшого зростання вартості енергоносіїв, і в більшій мірі це стосується виробників сільськогосподарської продукції, вирішальним чинником у придбанні будь-якої машини після продуктивності та ціни вважаються енергетичні показники (загальна потужність машини, витрати енергоносіїв – палива чи електроенергії). Тому дослідження впливу енерговитрат від технологічних показників при роботі вказаних транспортерів в якості завантажувачів є актуальними.

Ю. Мачок, В. Сало, В. Аулин, Т. Сабирзянов, П. Лузан

Влияние износа элементов конструкции сошников на их тяговое сопротивление

Статья посвящена изучению вопроса влияния состояния лезвия полоза на тяговое сопротивление полозкового сошника зерновой сеялки. Рассмотрено три возможных варианта состояния лезвия: стандартное заточенное, неупрочненное незаточенное, незаточенное упрочненное износостойкими композиционными материалами. Получены аналитические зависимости и их графическая интерпретация тягового сопротивления полозкового сошника от изменения параметров лезвия.

Yu. Machok, V. Salo, V. Aulin, T. Sabirzyanov, P. Luzan

Impacts wear of construction elements coulter on their traction resistance

This article is devoted to studying the question of influence of blade runner on traction resistance runner coulter seed drill. Three possible options of blade: Standard pointed, unsharpened, unsharpened strengthened durable composite materials. Analytical dependences and their graphical interpretation of the traction skid resistance of your settings opener blade.

Одержано 8.10.12

УДК 631.362

**С.М. Мороз, канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук,
Г.Б. Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, О.В. Анісімов, інж.**

Кіровоградський національний технічний університет

Енергетичний аналіз роботи завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення

В статті розроблено та проведено аналіз математичної моделі енерговитрат завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення.

скребковий, шнековий і ковшовий транспортери, завантажувач, оброблюваний матеріал, зусилля

В існуючих зерноочисних машинах загального призначення та завантажувачах зерна використовуються різні види завантажувачів, що транспортують матеріал з бурта до сепаруючих робочих органів чи до транспортного засобу. Найбільше в таких машинах та пристроях використовуються скребковий, шнековий і ковшовий транспортери [1]. Оцінити їх роботу можна використовуючи якісні, технологічні, енергетичні, економічні та інші показники. На сьогоднішній день, за умов подальшого зростання вартості енергоносіїв, і в більшій мірі це стосується виробників сільськогосподарської продукції, вирішальним чинником у придбанні будь-якої машини після продуктивності та ціни вважаються енергетичні показники (загальна потужність машини, витрати енергоносіїв – палива чи електроенергії). Тому дослідження впливу енерговитрат від технологічних показників при роботі вказаних транспортерів в якості завантажувачів є актуальними.

Робота скребкового та шнекового транспортерів в якості живильників відрізняється від роботи завантажувачем. Відмінність полягає в різниці умов, в яких вони працюють. У живильного скребкового транспортера жолоб умовний, його створюють з одного боку обмежувач, а з іншого – борт. У шнека – тільки частина кожуха. В завантажувальному варіанті обидва робочі органи знаходяться в жолобах. Відомо, що під час роботи скребкового транспортера в якості живильника (рис. 1) енергія витрачається на виділення певного об'єму оброблюваного матеріалу з загальної маси та транспортування до завантажувача, переміщення робочої та холостої гілок робочого органу [3]:

$$N = v \cdot \sum P, \quad (1)$$

де v – швидкість транспортера;

$\sum P$ – сумарне зусилля опору переміщення матеріалу транспортером.

Для скребкового завантажувального транспортера сумарне зусилля опору переміщення матеріалу визначають за формулою [3]

$$\sum P_{скр} = P_{скр1} + P_{скр2} + P_{скр3}, \quad (2)$$

$P_{скр1}$ – зусилля на зрушення оброблюваного матеріалу;

$P_{скр2}$ – сила опору виділеного матеріалу при транспортуванні;

$P_{скр3}$ – зусилля на переміщення гілок транспортера.

Зусилля, яке необхідно на зрушення оброблюваного матеріалу $P_{скр1}$ визначається наступним чином

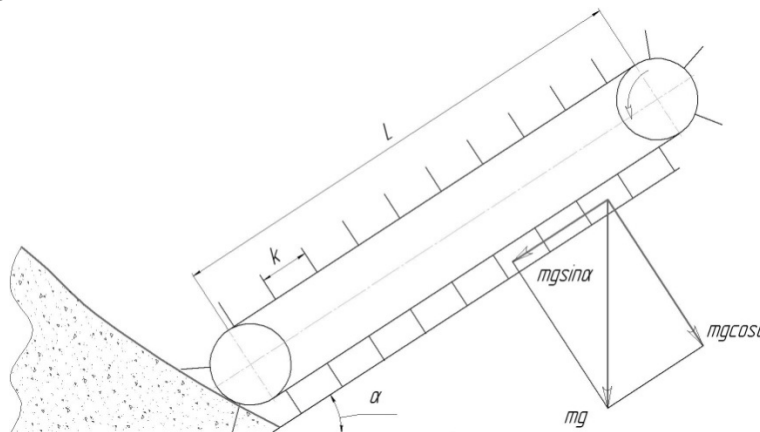


Рисунок 1– Схема сил, що діють на частку при транспортуванні матеріалу скребками транспортера–завантажувача

$$P_{скр1} = m \cdot j = m \frac{v_{скр} - v_0}{t}, \quad (3)$$

де $v_{скр}$ – швидкість руху транспортера;

v_0 – початкова швидкість руху часток оброблюваного матеріалу, що транспортуються скребками, оскільки до контакту з ними частки були нерухомі, то $v_0=0$;

t – час, за який змінюється швидкість

$$t = \frac{k}{v_{скр3}};$$

де k – крок скребків транспортера;

m – маса об'єму матеріалу, що транспортується скребками

$$m = \frac{Q \cdot L}{v_{скр}} = \frac{Q \cdot L}{\frac{Q}{b \cdot h \cdot \gamma}} = L \cdot b \cdot h \cdot \gamma, \quad (4)$$

де Q – продуктивність транспортера ($Q = b \cdot h \cdot \gamma \cdot v_{скр}$);

L – довжина транспортера;

b – ширина скребка;

h – товщина шару матеріалу;

γ – об'ємна маса матеріалу.

Підставимо у (3) знайдені значення складових сили $P_{скр1}$ та після перетворення отримаємо нове її значення

$$P_{скр1} = \frac{k \cdot b \cdot h \cdot \gamma \cdot v_{скр}}{v_{скр}} = \frac{Q^2}{b \cdot h \cdot \gamma}. \quad (5)$$

Сила опору переміщення до завантажувача є сумою сил тертя часток оброблюваного матеріалу по робочій поверхні, на підняття їх на певну висоту та бічної сили тертя часток по стінках жолобу:

$$P_{скр2} = f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha + F_{біч} + m \cdot g \cdot \sin \alpha. \quad (6)$$

Де $F_{біч}$ – бічна сила тертя матеріалу по стінках жолобу[2]

$$F_{біч} = S_{бскр} \cdot \gamma \cdot g \cdot h \cdot f,$$

де $S_{бскр}$ – площа бокової поверхні об'єму матеріалу, що транспортується скребками (рис. 2).

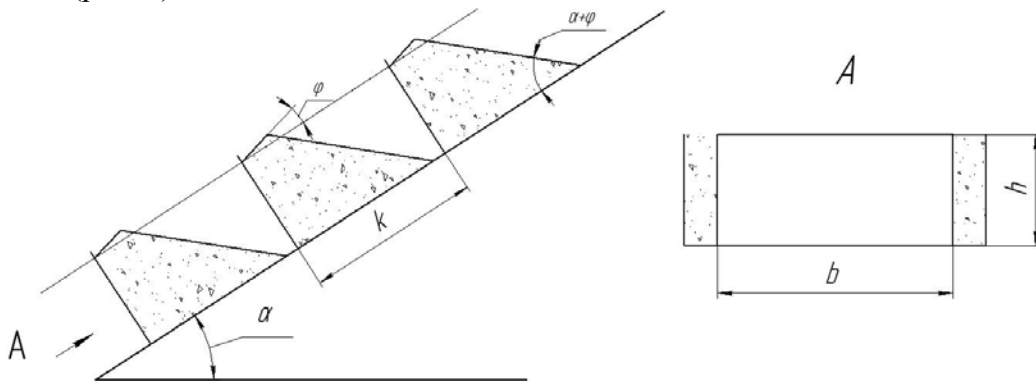


Рисунок 2 – Схема для визначення площі бокової поверхні об'єму матеріалу, що транспортується скребками

При збільшенні кута нахилу від горизонталі зменшується площа контакту матеріалу з боковими поверхнями жолобу. Оскільки в більшості зерноочисних машин кут встановлення завантажувальних транспортерів перевищує кут тертя часток основного матеріалу по сталі, то місця їх контакту змінюють форму з чотирикутника на прямокутний трикутник. В такому випадку площа визначиться наступним чином

$$S_{бскр} = \frac{L}{k} \cdot \frac{h^2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}.$$

Таким чином, бічна сила тертя становить:

$$F_{біч} = \frac{L \cdot h^2 \cdot f \cdot g \cdot \gamma}{k \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}. \quad (8)$$

Підставивши у вираз (6) значення отриманих складових з (3) та (8) і провівши перетворення, отримаємо

$$\begin{aligned} P_{скр2} &= m \cdot g(f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) + f \cdot L \cdot h^2 \cdot g \cdot \gamma = \\ &= h \cdot \gamma \cdot g \cdot L(b(f \cdot \cos\alpha + \sin\alpha) + f \cdot h). \end{aligned} \quad (9)$$

Зусилля на переміщення робочої та холостої гілок транспортера не залежить від кількості вантажу, що транспортується, і визначається

$$\begin{aligned} P_{эскр3} &= P_{эскр3рз} + P_{эскр3хз}; \\ P_{эскр3рз} &= m_{рз} \cdot g \cdot (f_{скр} \cos\alpha + \sin\alpha); \\ P_{эскр3хз} &= m_{рз} \cdot g \cdot (f_{ро} \cos\alpha - \sin\alpha). \end{aligned} \quad (10)$$

де $f_{ро}$ – коефіцієнт тертя холостої гілки транспортера по опорній поверхні.

Знайдемо зусилля на привід гілок транспортера, враховуючи що $m_{рз}=0,5m$ [3]:

$$\begin{aligned} P_{эскр3} &= m_{рз} \cdot g \cdot (f_{скр} \cos\alpha + \sin\alpha) + m_{рз} \cdot g \cdot (f_{ро} \cos\alpha - \sin\alpha) = \\ &= m_{рз} \cdot g \cdot \cos\alpha (f_{ро} + f_{скр}) = 0,5 \cdot L \cdot b \cdot h \cdot \gamma \cdot g \cdot \cos\alpha (f_{ро} + f_{скр}). \end{aligned} \quad (11)$$

Враховуючи рівняння (5), (9) та (11) зусилля опору переміщення вантажу скребковим завантажувачем визначиться наступним чином:

$$\sum P_{скр3} = \frac{Q^2}{h \cdot b \cdot \gamma} + h \cdot b \cdot L \cdot \gamma \cdot g \left(\cos\alpha \frac{(f_{зос} + f_{ро} + 2f_{скр})}{2} + \sin\alpha \right). \quad (12)$$

Тоді потужність на привід скребкового завантажувача становить:

$$N_{скр3} = \frac{Q}{b \cdot h \cdot \gamma} \left(\frac{Q^2}{h \cdot b \cdot \gamma} + h \cdot b \cdot L \cdot \gamma \cdot g \left(\cos\alpha \frac{(f_{зос} + f_{ро} + 2f_{скр})}{2} + \sin\alpha \right) \right). \quad (13)$$

Відмінність роботи шнекового транспортера в якості завантажувача від живильника полягає в тому, що при заборі до кожуха матеріалу з ним контактує тільки перший крок стрічки, тоді як в живильнику весь шнек та більшому куті нахилу транспортера, що зумовлює деякі особливості роботи останнього, а саме до збільшення значення зусиль опору переміщенню по кожуху й стрічці та дії на матеріал відцентрової сили, яка притискає його до поверхні кожуха.

В шнековому завантажувачі енергія витрачається на забір оброблюваного матеріалу до кожуху, на переміщення по ньому на певну висоту, на подолання сил тертя по його поверхні та по поверхні стрічки (рис. 3) [3] і визначається за формулою

$$\sum P_{ш} = P_{ш1} + P_{ш2} + P_{ш3} + P_{ш4}, \quad (14)$$

де $P_{ш1}$ – зусилля на зрушення оброблюваного матеріалу;

$P_{ш2}$ – сила опору виділеного матеріалу при транспортуванні;

$P_{ш3}$ – зусилля на переміщення гілок транспортера;

$P_{ш4}$ – зусилля опору виділеного матеріалу дії на нього відцентрової сили.

Таким чином, зусилля, з яким стрічка шнеку діє на частки оброблюваного матеріалу при їх заборі до кожуха транспортера, становить:

$$P_{ш3} = m \frac{v_n^2}{S} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot \gamma \cdot S}{S} \frac{Q^2}{(\pi \cdot R^2 \cdot \gamma)^2} = \frac{Q^2}{\pi \cdot R^2 \cdot \gamma}. \quad (15)$$

Зусилля опору виділеного матеріалу при русі по жолобу та на підйом по ньому визначимо склавши рівняння балансу сил (рис. 3):

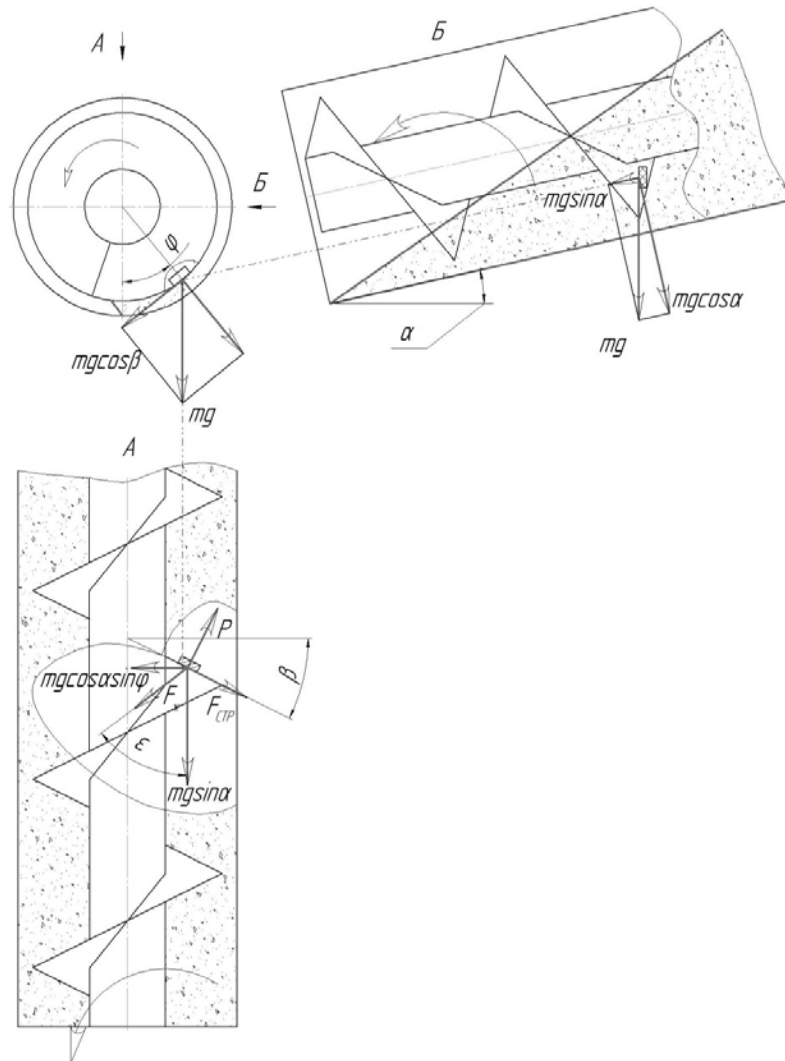


Рисунок 3 – Сили, що діють на зернову частку при транспортуванні матеріалу шнековим завантажувачем

$$\left. \begin{aligned} F_{\text{срп}} &= m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \cos \beta + F_{\text{жс}} \cdot \sin(\varepsilon - \beta) - m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \sin \beta \\ P &= m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta + F_{\text{жс}} \cdot \cos(\varepsilon - \beta) + m \cdot g \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \end{aligned} \right\}, \quad (16)$$

де ε – кут нахилу траєкторії абсолютного руху вантажу до дотичної циліндра кожуху шнеку [3]

$$\varepsilon = \beta + \varphi + 30^\circ$$

Після вирішення цього рівняння отримаємо зусилля опору виділеного матеріалу при русі по жолобу та на підйом

$$P_{2uz} = m \cdot g \cdot \left(\frac{\sin(\beta + \varphi) \cdot \sin \alpha + \cos \alpha \cdot \sin \varphi (2 - \cos(\beta + \varphi))}{2} \right). \quad (17)$$

Сила опору руху виділеного матеріалу по стрічці шнека є його силою тертя по ній і становить [3]

$$P_{3uz} = \frac{m \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \sin \varphi_{\text{вн}} \cdot \sin \varphi}{\sin(\beta + \varphi)}. \quad (18)$$

Зусилля опору виділеного матеріалу при русі внаслідок дії на нього відцентрової сили

$$P_{4uz} = L \cdot \sin\varphi \cdot \gamma \cdot \omega_6^2 \int_r^R \varphi^2 d\phi \int_0^{2\pi} d\beta, \quad (19)$$

де ω_6 – кутова швидкість руху вантажу по кожуху шнеку [3]

$$\omega_6 = \frac{Q}{\pi \cdot R (R^2 - r^2) \gamma} \operatorname{tg} \varepsilon. \quad (20)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$P_{4uz} = \frac{2\pi \cdot L \cdot \sin\varphi \cdot \gamma \cdot \omega_6^2 (R^3 - r^3)}{3}.$$

З урахуванням формули (20) зусилля опору виділеного матеріалу внаслідок дії на нього відцентрової сили становить:

$$P_{4uz} = \frac{2L \cdot \sin\varphi \cdot Q^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varepsilon (R^3 - r^3)}{3\pi \cdot R^2 (R^2 - r^2)^2 \gamma}. \quad (21)$$

Підставимо отримані значення складових у рівняння (14) та визначимо сумарне зусилля на подолання опорів:

$$\begin{aligned} \sum P_{uz} = & \frac{Q^2}{\pi \cdot R^2 \cdot \gamma} + m \cdot g \left(\frac{\sin(\beta + \varphi) \cdot \sin\alpha + \cos\alpha \cdot \sin\varphi (2 - \cos(\beta + \varphi))}{2} \right) + \\ & + \frac{m \cdot g \cdot \cos\alpha \cdot \sin\varphi_{\text{вн}} \cdot \sin\varphi}{\sin(\beta + \varphi)} + \frac{2L \cdot \sin\varphi \cdot Q^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varepsilon (R^3 - r^3)}{3\pi \cdot R^2 (R^2 - r^2)^2 \gamma}. \quad (22) \end{aligned}$$

Таким чином, витрати енергії на транспортування оброблюваного матеріалу шнеком становлять:

$$\begin{aligned} N_{uz} = & \frac{Q}{\pi \cdot R^2 \cdot \gamma} \left(\frac{Q^2}{\pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot \gamma} + \frac{2L \cdot \sin\varphi \cdot Q^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \varepsilon (R^3 - r^3)}{3\pi \cdot R^2 (R^2 - r^2)^2 \gamma} + \right. \\ & \left. + \pi (R^2 - r^2) \gamma g L \left(\frac{\sin(\beta + \varphi) \sin\alpha + \cos\alpha \sin\varphi (2 - \cos(\beta + \varphi))}{2} + \frac{\cos\alpha \sin\varphi_{\text{вн}} \sin\varphi}{\sin(\beta + \varphi)} \right) \right). \quad (23) \end{aligned}$$

В ковшовому транспортері потужність витрачається на забір матеріалу ковшем, подолання сили тертя, переміщення вантажу з бурта до місця розвантаження (рис. 4).

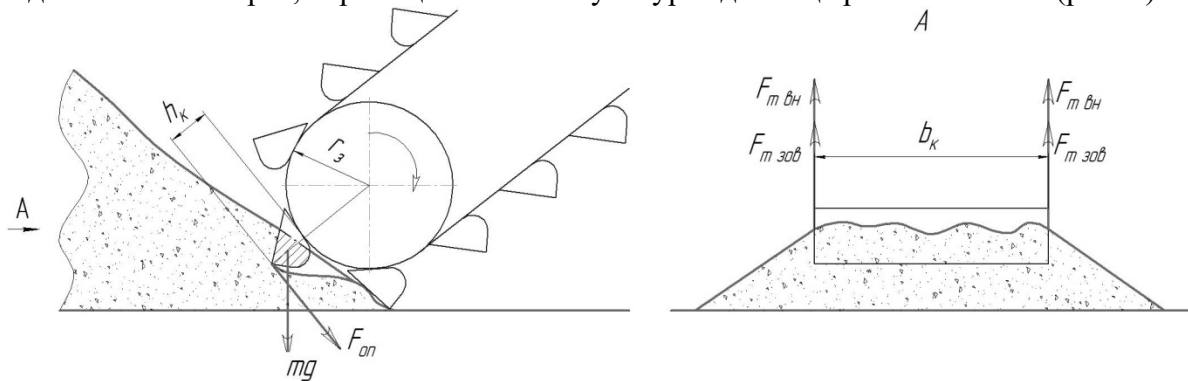


Рисунок 4 – Сили, що діють на ківш при завантаженні матеріалу

$$\sum P_k = P_{1k} + P_{2k} + P_{3k} , \quad (24)$$

де P_{1k} – зусилля, з яким ківш діє на частки оброблюваного матеріалу при вході в бурт;

P_{2k} – зусилля на подолання сил тертя ковша;

P_{3k} – зусилля на подолання опору руху робочої гілки транспортера.

Зусилля, з яким ківш діє на частки оброблюваного матеріалу при вході в бурт:

$$P_{1k} = m \frac{v_m - v_0}{t} , \quad (25)$$

де m – маса об'єму матеріалу, що транспортується;

v_m – швидкість транспортера;

v_0 – початкова швидкість руху часток оброблюваного матеріалу, що транспортуються ковшами, оскільки до контакту з ними частки були нерухомі, то $v_0=0$;

t – час, за який змінюється швидкість руху часток оброблюваного матеріалу від v_0 до v_m

$$t = \frac{k}{v_m} , \quad (26)$$

де k – крок ковшів

$$k = \frac{v_m \cdot V_k \cdot \gamma}{Q} . \quad (27)$$

Таким чином формулу (26) можна записати

$$t = \frac{\frac{v_m \cdot V_k \cdot \gamma}{Q}}{v_m} = \frac{V_k \cdot \gamma}{Q} . \quad (28)$$

Визначимо масу матеріалу, що знаходиться в одному ковшу

$$m = \frac{Q \cdot k}{v_m} = \frac{Q \cdot \frac{v_m \cdot V_k \cdot \gamma}{Q}}{v_m} = V_k \cdot \gamma .$$

Враховуючи початкову швидкість часток, підставимо у рівняння (25) знайдені значення складових сили P_{1k} та, провівши необхідні перетворення, отримаємо нове її значення

$$P_{1k} = V_k \cdot \gamma \frac{v_m}{\frac{V_k \cdot \gamma}{Q}} = v_m \cdot Q . \quad (29)$$

При завантаженні ковша на нього з боку бурта діє сила тертя. Найбільше під її вплив підпадають його бокові стінки.

Враховуючи, що тиск на бокові стінки ковша створюють частки, які безпосередньо контактують з нею, то силу тертя між ними можна знайти за виразом:

$$F_{терст} = S_b \cdot \gamma \cdot g \cdot h_k \cdot f , \quad (30)$$

де S_b – площа бокових поверхонь ковша;

h_k – висота бокової стінки ковша.

Для знаходження висоти бокової стінки запишемо умову рівноваги частки при вході ковша в бурт

$$m \cdot g = m \cdot \frac{v_k^2}{r} ,$$

де r – відстань від осі обертання зірочки транспортера до зовнішнього крайка ковша;

v_k – швидкість входу крайка ковша в бурт.

Скоротивши обидві частини виразу на спільний множник отримаємо наступний вираз:

$$g = \frac{v_k^2}{r} . \quad (31)$$

Відстань від осі до крайка ковша становить

$$r = r_3 + h_k , \quad (32)$$

де r_3 – радіус зірочки (барабана) транспортера.

Оскільки всі точки зірочки транспортера, частини тягового органу разом з ковшем, які рухаються в даний момент часу по ній, мають одну й ту ж кутову швидкість, то наступний вираз буде вірним:

$$\omega = \frac{v_k}{r} = \frac{v_m}{r_3} , \quad (33)$$

де ω – кутова швидкість зірочки транспортера.

Звідки швидкість входу крайка ковша в бурт становить:

$$v_k = \frac{v_m \cdot r}{r_3} , \quad (34)$$

Підставимо (32)–(34) в (31) й, провівши перетворення, отримаємо:

$$g = (r_3 + h_k) \cdot \left(\frac{v_m}{r_3} \right)^2 .$$

Звідки висота ковша:

$$h_k = g \cdot \left(\frac{r_3}{v_m} \right)^2 - r_3 . \quad (35)$$

Радіус зірочки можна визначати за формулою [3]:

$$r_3 = k_1 \cdot v_m^2 , \quad (36)$$

де k_1 – коефіцієнт відношення радіуса зірочки до швидкості транспортера.

Визначимо висоту ковша, підставивши формулу (36) у (35):

$$h_k = k_1 \cdot v_m^2 (k_1 \cdot g - 1) . \quad (37)$$

Площу бокової поверхні ковша знайдемо з продуктивності транспортера, визначивши його об'єм:

$$V_k = \frac{Q \cdot k}{v_m \cdot \gamma} . \quad (38)$$

Ковші транспортера стандартизовані за об'ємом і габаритними розмірами. За відомої ширини ковша площа його бокових поверхонь становить

$$S_{\sigma} = \frac{2 \cdot Q \cdot k}{v_m \cdot \gamma \cdot b_k} , \quad (39)$$

де b_k – ширина ковша.

Таким чином, підставивши вирази (37), (39) в (30) та, враховуючи (27) і провівши необхідні перетворення, отримаємо значення сили тертя ковша по матеріалу бурта:

$$F_{мерст} = \frac{2 \cdot Q \cdot v_m \cdot V_k \cdot \gamma}{v_m \cdot \gamma \cdot b_k} k_1 \cdot v_m^2 (k_1 \cdot g - 1) \cdot g \cdot \gamma \cdot f =$$

$$= \frac{2V_k \cdot k_1 \cdot v_m^2 \cdot g \cdot \gamma \cdot f (k_1 \cdot g - 1)}{b_k}.$$

Зусилля на подолання дії сили тертя ковша повинне бути більше за величиною за саму силу. Тобто:

$$P_{2к} = F_{мерст} = \frac{2V_k \cdot k_1 \cdot v_m^2 \cdot g \cdot \gamma \cdot f (k_1 \cdot g - 1)}{b_k}. \quad (40)$$

Зусилля на подолання опору руху робочої гілки транспортера з вантажем:

$$P_{3к} = P_{рз3к} + P_{в3к}, \quad (41)$$

де $P_{рз3к}$ – зусилля на переміщення робочої гілки транспортера

$$P_{рз3к} = m_{рзк} \cdot g (f_{кpo} \cos \alpha + \sin \alpha), \quad (42)$$

де $m_{рзк}$ – маса робочої гілки транспортера

$$m_{рзк} = k_2 \cdot Q, \quad (43)$$

де k_2 – коефіцієнт залежності маси робочої гілки транспортера від його продуктивності [3];

$f_{кpo}$ – коефіцієнт тертя робочої гілки транспортера по опорній поверхні;

$P_{в3к}$ – зусилля на переміщення вантажу транспортером;

$$P_{в3к} = m_в \cdot g (\cos \alpha + \sin \alpha), \quad (44)$$

де $m_в$ – маса вантажу

$$m_в = \frac{Q \cdot L}{v_m}. \quad (45)$$

Підставимо отримані значення рівнянь (42)–(45) у (41) й отримаємо:

$$P_{3к} = k_2 \cdot Q \cdot g (f_{кpo} \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{Q \cdot L \cdot g}{v_m} (\cos \alpha + \sin \alpha) =$$

$$= Q \cdot g \left(k_2 (f_{кpo} \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{L}{v_m} (\cos \alpha + \sin \alpha) \right). \quad (46)$$

Визначимо сумарне зусилля на подолання опорів при заборі матеріалу ковшем, сил тертя та переміщення вантажу з бурта до місця розвантаження

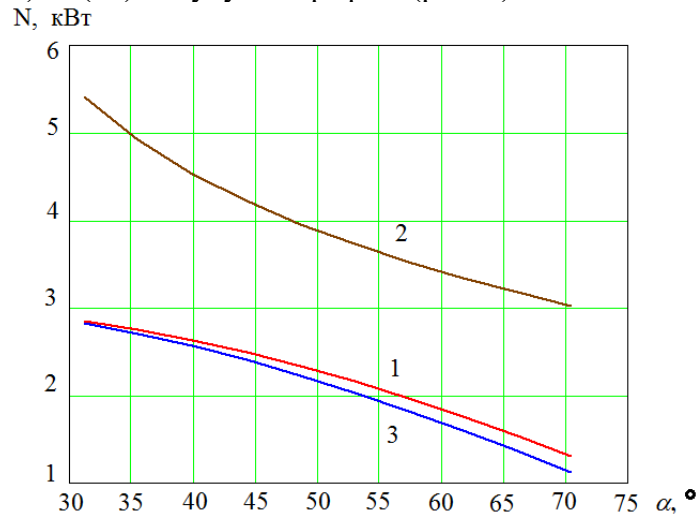
$$\sum P_k = v_m \cdot Q + \frac{2V_k \cdot k_1 \cdot v_m^2 \cdot g \cdot \gamma \cdot f (k_1 \cdot g - 1)}{b_k} +$$

$$+ Q \cdot g \left(k_2 (f_{кpo} \cos \alpha + \sin \alpha) + \frac{L}{v_m} (\cos \alpha + \sin \alpha) \right). \quad (47)$$

Таким чином, витрати енергії на транспортування оброблюваного матеріалу ковшовим транспортером становлять:

$$N_k = v_m \left(Q (v_m + \kappa_{пк} \cdot g \cdot f_{он} \cdot L \cdot \cos \alpha) + \frac{2V_k \cdot k_1 \cdot v_m^2 \cdot g \cdot \gamma \cdot f (k_1 \cdot g - 1)}{b_k} \right). \quad (48)$$

На основі отриманих залежностей витрат енергії порівнюваними типами завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення за формулами (13), (23) та (48) побудуємо графіки (рис. 5).



1 – скребково-ланцюговий транспортер; 2 – шнек; 3 – ковшовий транспортер

Рисунок 5 – Витрати потужності на привід завантажувачів за продуктивності 25 т/год

Аналіз отриманих залежностей показує, що найменші витрати енергії на роботу має ковшовий завантажувач.

Однак аналіз залежностей витрат енергії необхідно проводити в комплексі з залежностями втрат матеріалу транспортерами, що розглядаються. В скребковому транспортері значна частина витрат енергії витрачається на подолання сил тертя матеріалу, що транспортується, та скребків по жолобу. Але зі збільшенням кута нахилу транспортера інтенсивність витрат енергії на його привід зменшуються. Це пояснюється переміщенням зони найбільшого тиску матеріалу з dna жолоба на стінки скребків. В наслідок чого утворюється зазор між нижньою частиною скребка та жолобом, який зі збільшенням кута нахилу транспортера також збільшується. Це призводить до втрат зернового матеріалу.

Зменшення витрат енергії на привід шнекового транспортера також пояснюється зростанням втрат матеріалу крізь зазор між його кожухом та стрічкою шнека.

Неповне заповнення ковшів дозволяє уникнути втратам зерна підчас його транспортування. Це не впливає на витрати енергії, що витрачається для приводу ковшового транспортера.

Таким чином, на основі встановлених залежностей витрат енергії на привід завантажувальних транспортерів та втрат ними зернового матеріалу робимо висновки, що в якості завантажувального транспортера найбільш доцільно використовувати ковшовий транспортер.

Список літератури

1. Гладков Н.Г. Зерноочистительные машины / Н.Г. Гладков. – 2-е изд. Перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1961. – 368 с.
2. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах / Л.В. Гячев – М.: Машиностроение, 1968. – 184 с.
3. Корнеев Г.В. Транспортеры и элеваторы сельскохозяйственного назначения. – М.-К.: Машгиз, 1961. – 231 с.

С. Мороз, А. Васильковский, Г. Филимоныхин, А. Анисимов

Энергетический анализ загрузочных транспортеров зерноочистительных машин общего назначения

В статье разработано и проведен анализ математической модели энергозатрат загрузочных транспортеров зерноочистительных машин общего назначения.

S. Moroz, A. Vasilkovskiy, G. Filimonihin, A. Anisimov

Energy Analysis of loading conveyor grain cleaners

This article is designed and analyzed a mathematical model of energy consumption loading conveyor grain cleaners for general purpose.

Одержано 26.10.12

УДК 621.9.048.4

В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, О.В. Шелепко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Автоматизована система для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом

Розглянуто принципи роботи системи управління РОД непрофільованим ЕІ, досліджено методи та можливі напрямки автоматизації процесу. Запропоновано нову структуру автоматизованої системи обробки на основі програмованих логічних контролерів, розроблено та рекомендовано до впровадження на її основі автоматизовану систему. Розроблена автоматизована система управління РОД непрофільованим ЕІ вирішує завдання підвищення продуктивності і зменшення витрат електроенергії при використанні останньої

РОД, непрофільований ЕІ, осцилограма, МЕП, автоматизована система управління, програмовані логічні контролери

При виборі матеріалу для деталей сільськогосподарських машин перевагу надають важкооброблюваним металам та сплавам. В цьому зв'язку, за сучасних умов, все більш широке застосування отримують фізико-технічні способи обробки і, зокрема, спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД) [1], який порівняно з традиційними способами металообробки забезпечує більш високу продуктивність, а за умови використання непрофільованого електрода-інструмента (ЕІ), до того ж, дозволяє обробляти поверхні порівняно великих розмірів[2].

Проте, на ряду з тим, що процес РОД є простим з точки зору регулювання [3] і його продуктивність прямо пропорційно залежить від сили струму і тиску, існують і певні особливості, а саме, у необхідності підтримання оптимального міжелектродного проміжку (МЕП). Це дозволяє уникнути коротких замикань і обривів, які призводять до збільшення витрат електроенергії, зменшення продуктивності і погіршення якості оброблюваної деталі.

© В.І. Носуленко, О.В. Шелепко, 2012

С. Мороз, А. Васильковский, Г. Филимоныхин, А. Анисимов

Энергетический анализ загрузочных транспортеров зерноочистительных машин общего назначения

В статье разработано и проведен анализ математической модели энергозатрат загрузочных транспортеров зерноочистительных машин общего назначения.

S. Moroz, A. Vasilkovskiy, G. Filimonihin, A. Anisimov

Energy Analysis of loading conveyor grain cleaners

This article is designed and analyzed a mathematical model of energy consumption loading conveyor grain cleaners for general purpose.

Одержано 26.10.12

УДК 621.9.048.4

В.І. Носуленко, проф., д-р техн. наук, О.В. Шелепко, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Автоматизована система для розмірної обробки електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом

Розглянуто принципи роботи системи управління РОД непрофільованим ЕІ, досліджено методи та можливі напрямки автоматизації процесу. Запропоновано нову структуру автоматизованої системи обробки на основі програмованих логічних контролерів, розроблено та рекомендовано до впровадження на її основі автоматизовану систему. Розроблена автоматизована система управління РОД непрофільованим ЕІ вирішує завдання підвищення продуктивності і зменшення витрат електроенергії при використанні останньої

РОД, непрофільований ЕІ, осцилограма, МЕП, автоматизована система управління, програмовані логічні контролери

При виборі матеріалу для деталей сільськогосподарських машин перевагу надають важкооброблюваним металам та сплавам. В цьому зв'язку, за сучасних умов, все більш широке застосування отримують фізико-технічні способи обробки і, зокрема, спосіб розмірної обробки електричною дугою (РОД) [1], який порівняно з традиційними способами металообробки забезпечує більш високу продуктивність, а за умови використання непрофільованого електрода-інструмента (ЕІ), до того ж, дозволяє обробляти поверхні порівняно великих розмірів[2].

Проте, на ряду з тим, що процес РОД є простим з точки зору регулювання [3] і його продуктивність прямо пропорційно залежить від сили струму і тиску, існують і певні особливості, а саме, у необхідності підтримання оптимального міжелектродного проміжку (МЕП). Це дозволяє уникнути коротких замикань і обривів, які призводять до збільшення витрат електроенергії, зменшення продуктивності і погіршення якості оброблюваної деталі.

© В.І. Носуленко, О.В. Шелепко, 2012

Якісним відображенням стабільності процесу є, так звана, осцилограма процесу, що показує зміни напруги, струму і тиску у часі. Всі типові осцилограми процесу РОД непрофільованим ЕІ (рис.1) умовно можна розділити на дві частини:

- час визначання і досягнення оптимального МЕР;
- підтримання на визначеному рівні останнього.

Якщо друга частина забезпечується порівняно легко за рахунок використання спеціалізованих системи керування, то перша потребує великої кваліфікації оператора, щоб на основі динамічних показників індикаторів за короткий проміжок часу, забезпечити оптимальний технологічний зазор і в подальшому на протязі всього часу обробки контролювати роботу верстату, за для швидкого реагування на випадок обриву чи короткого замикання.

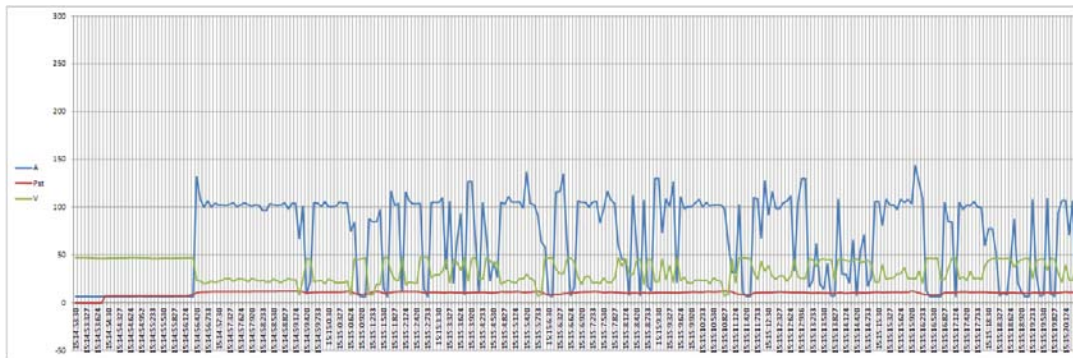


Рисунок 1 – Уривок осцилограми процесу РОД непрофільованим ЕІ

В цьому зв'язку виникає питання автоматизації процесу РОД непрофільованим ЕІ. Це є один із головних шляхів підвищення продуктивності, зменшення енерговитрат, відсутності потреби у високій кваліфікації оператора і зменшення впливу людського фактору.

Яка ж автоматизація потрібна? Зрозуміло, що при розробці нових верстатів необхідно, орієнтуючись на досвіді розробки аналогових верстатів, враховувати що необхідна розробити таку систему, що дозволить використовувати верстат як одну повноцінну одиницю, так і як частину автоматизованого комплексу. Також потрібно ввести в поняття автоматизації обробки непрофільованим ЕІ деякі обмеження, тому, що повна автоматизація процесу обробки (без участі оператора), є досить коштовна, і в більшості випадків використання аналогових верстатів є непотрібна.

На сьогодні поширеним є застосування напівавтоматичних систем управління, принцип дії яких полягає у тому, що оператор виводить процес на оптимальний режим і передає управління автоматичі («режим автопілота»), яка й буде в подальшому підтримувати процес на заданому режимі.

Однак при розробці конкретної системи автоматизації виникає велика кількість складних практичних питань: безпечності, комерційної необхідності, технологічності, точності, надійності, сумісності, технологічного супроводження і т.д., що стосуються внутрішніх стандартів підприємства. Зважаючи на вище сказане необхідно розробити таку систему що дозволить верстату працювати як самостійно, так і в автоматизованій системі конкретного виробництва.

Для реалізації конкретної системи було запропоновано, згідно технічного завдання, використати наступні датчики і блоки:

- модуль аналогового вводу ОВЕН МВ110-8АС[4] (рис.2);

- перетворювач надлишкового тиску, вимірювальний ОВЕН ПД100-ДИМ[4] (рис.3);
- вимірювальні трансформатори струму з аналоговим виходом (рис.4);
- замість датчика напруги використовуємо ділильник напруги (рис.5);
- DB25 Адаптер для комп'ютерного, програмно-числового керування кроковим двигуном (рис.6);
- драйвер крокового двигуна (рис.7).

Для забезпечення зв'язку між модулем ОВЕН та пристроєм верхнього рівня прийнято автоматичний перетворювач[4] RS-485/USB ОВЕН АС4



Рисунок 2 - Модуль швидкісного вводу аналогового сигналу «МВ110-8АС»



Рисунок 3 – Перетворювач надлишкового тиску, вимірювальний «ПД100-ДИ М»



Рисунок 4 - Вимірювальні трансформатори струму з аналоговим виходом

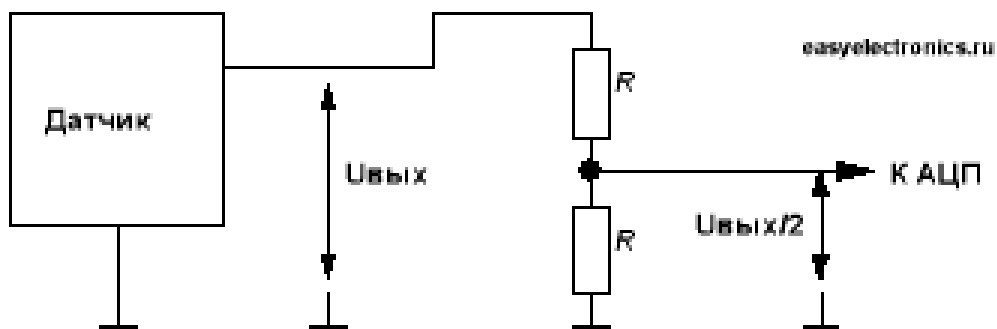


Рисунок 5 – Ділильник напруги

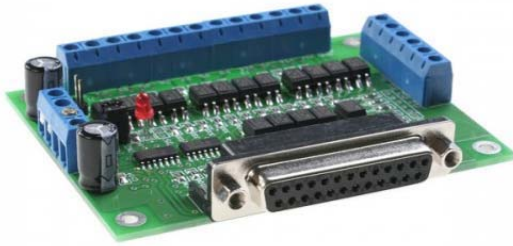


Рисунок 6 - DB25 Адаптер для комп'ютерного, програмно-числового керування кроковим двигуном



Рисунок 7 - Драйвер крокового двигуна

Запропонована структура (рис.8) дозволяє швидко здійснювати переналадження всієї автоматизованої системи виходячи с конкретного проектного завдання та вимог замовника, додаючи або виділяючи окремі пристрої у системі. Таким чином, досягається універсальність при розробці автоматизованих систем, зберігається можливість удосконалення і модернізації при змінні деяких складових на більш сучасні з збереженням без змін загальної ідеї побудови автоматизованої системи управління системою РОД непрофільованим ЕІ.

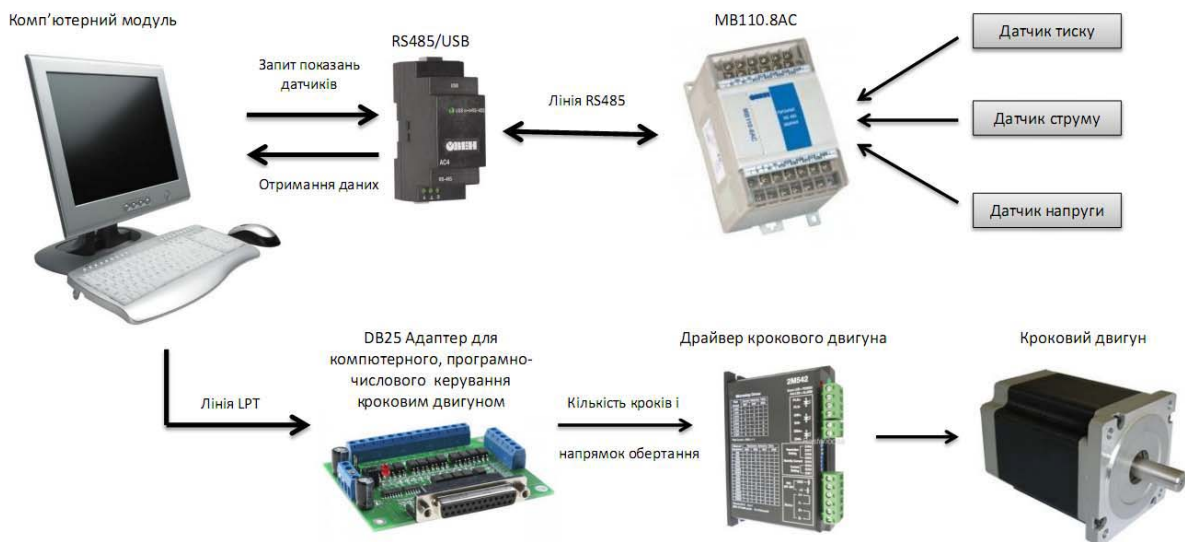


Рисунок 8 – Структура схеми автоматизованої системи управління РОД непрофільованим ЕІ

Окремо зупинимось на програмному забезпеченні, яке встановлено на ПК. Зазвичай впровадження автоматизованої системи вимагає застосування SCADA систем, які й забезпечують програмування модулів, створення інтерфейс користувача, ведення бази даних і т.і.. У свою чергу, застосування SCADA вимагає застосування потужних і, звідси, коштовних комп'ютерних засобів – ПЕОМ промислового призначення з відповідним ліцензійним програмним забезпеченням.

Згідно викладеного розроблено програму автоматичного управління з сучасним графічним інтерфейсом (рис.9).



Рисунок 9 – Screenshot інтерфейсу користувача (оператора) автоматизованої системи РОД непрофільованим ЕІ

У результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень розроблено нову модульну структуру для автоматизованого управління розмірною обробкою електричною дугою непрофільованим електродом- інструментом та створено гнучку систему автоматизованого управління обробкою в умовах динамічних змін.

Розроблена автоматизована система управління зменшує можливості коротких замикань, обривів дуги при обробці, забезпечує підтримання оптимального технологічного зазору та дозволяє оптимізувати процес РОД непрофільованим ЕІ.

Список літератури

1. Носуленко В.И. Электрическая дуга в поперечном потоке среды – диэлектрика как источник тепла для новых технологий /В.И. Носуленко// Электронная обработка материалов, – 2005. – № 2. – С.26-32.
2. Носуленко В.И., Шелепко О.В. Розмірна обробка електричною дугою непрофільованим електродом-інструментом як альтернатива традиційним технологіям // Збірник наукових праць КНТУ.- Вип.24, ч2.- Кіровоград: КНТУ. – 2011.– С. 222 – 227.
3. Носуленко В.И. Размерная обработка металлов электрической дугой / В.И. Носуленко // Электронная обработка материалов, – 2005. – № 1. – С.8-17.
4. ОВЕН [Электронный ресурс] // Официальный сайт разработчика – Режим доступа к ресурсу: <http://www.owen.ru>

В. Носуленко, А. Шелепко

Автоматизированная система для размерной обработки электрической дугой непрофилерованным электродом-инструментом

Предложено размерную обработку дугой (РОД) непрофилерованным электродом-инструментом (ЭИ) как высокоэффективную альтернативу традиционным технологиям обработки тяжелообрабатываемых металлов, таких как обработка резаньем, описаны особенности и принципиальные схемы формообразования РОД непрофилерованным ЭИ.

V.Nosylenko, A.Shelepko

Automated system for sizing arc unshaped electrode-tool

It is offered size treatment an arc (STA) by the unprofiled electrode-instrument (EI) as a highly technological alternative to traditional technologies of treatment of heavy treatment metals, such as treatment cutting, described features and fundamental charts of receipt form with a help STA by the unprofiled electrode-instrument

Одержано 25.10.12

УДК 681.17; 681.5.015

Ю.М. Пархоменко, канд. техн. наук, В.О. Кондратець, проф., канд. техн. наук,
М.Д. Пархоменко, доц.

Кіровоградський національний технічний університет

Дослідження факторів впливу на сталість норми висіву зернових культур у польових умовах*

У статті приведені результати теоретичного дослідження факторів впливу на сталість норми висіву зернових культур у польових умовах. Визначено найбільш суттєвий регулярний фактор впливу – коефіцієнт заповнення жолобків котушкового висівного апарата і показано характер зміни щільності розподілу зернового потоку в результаті його дії. Намічено шляхи забезпечення сталої норми висіву. **висів, щільність розподілу зернового потоку, коефіцієнт заповнення жолобків, система автоматичного керування**

Зернове господарство України є стратегічною і найбільш ефективною галуззю народного господарства. Природно-кліматичні умови та родючі землі України сприяють вирощуванню всіх зернових культур. Разом з тим, подальший розвиток галузі вимагає ґрунтового перегляду цілого ряду положень. До 2015 року посівні площі зернових культур мають становити близько 16 млн. га, а середня урожайність - досягти 43...45 ц/га [1]. Середня урожайність зернових культур в Україні нижча зазначеного рівня. Тому не здійснюється передбачений законодавством України напрямок реалізації ресурсозберігаючих технологій в енергетиці, промисловості та аграрному комплексі. Оскільки стаття спрямована на реалізацію даного напрямку, її тема є актуальною. Тематика публікації відповідає програмі “Технічні засоби нового покоління для сільськогосподарського виробництва”, включеної до переліку Державних цільових наукових та науково-технічних програм (п. 5.7, п.п. 5.7.1), визначених законом України “Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки”. Стаття містить матеріали, що являють собою частину результатів наукових досліджень, отриманих у процесі виконання науково-дослідної роботи “Система комп’ютерної ідентифікації технологічного процесу висіву насіння зерновими сівалками” (державний реєстраційний номер 0107U005469), яка є складовою частиною тематичного плану Кіровоградського національного технічного університету.

Однією з причин порівняно низької урожайності зернових культур є невідтримання сівалками сталої норми висіву. Удосконаленням зернових сівалок у різні роки займалися А. Н. Семенов, Л. В. Погорілий, П. В. Сисолін, В. Ю. Комарістов, С. В. Кардашевський, В. В. Логін, М. Г. Кінкер, Л. В. Аніскевич, М. Д. Пархоменко та багато інших, однак комплексного дослідження факторів впливу на сталість норми висіву зернових культур у польових умовах ніхто не здійснював.

Метою даної роботи є комплексне дослідження факторів впливу на сталість норми висіву зернових культур у польових умовах.

При традиційній технології землеробства на сівалках з котушковими висівними апаратами задана для даного поля норма висіву Q (кг/га) встановлюється один раз перед початком сівби шляхом регулювання та фіксації відповідних значень

* За матеріалами доповіді Міжнародної науково-практичної конференції «Автоматика та енергозберігаючі технології», 17-19 жовтня

передаточної величини i , відстані до денця котушки C та її робочої довжини L_k . Однак в процесі сівби на сталість норми висіву можуть впливати наступні зовнішні фактори: ланцюгова передача, проковзування опорно-приводного колеса, фракція посівного матеріалу, тряска, вібрації, запиленість, коефіцієнт заповнення жолобків котушкового висівного апарата посівним матеріалом та інше. Вплив цих факторів проявляється по різному. Нестабільність ланцюгової передачі повторюється з кожним оборотом опорно-привідного колеса, тому компенсувати дію цього циклічного впливу зміною норми висіву не можливо. Проковзування опорно-приводного колеса є випадковим фактором, залежним від рельєфу поверхні та її стану, зворотної дії навантаження дозуючих апаратів тощо. Дія цього фактора може бути короткою за часом або тривалою. В останньому випадку її можна частково компенсувати регулюванням. Найбільш суттєвим фактором, який діє на протязі усього терміну сівби є коефіцієнт заповнення жолобків μ посівним матеріалом, залежний від зовнішніх факторів $\mu = f(\gamma, A, \phi, V_{зб}, S)$, де: $V_{зб}$ - поточний об'єм зерна в бункері; γ, A - показники типу фракції; ϕ - запиленість жолобків; S - довжина пройденого сівалкою шляху. Враховуючи те, що значення коефіцієнтів заповнення жолобків насінням для пшениці різних фракцій (γ, A), визначені емпіричним шляхом, знаходяться в межах $\mu \in 0,65 \dots 0,82$ [2], можна допустити, що для кожної фракції посівного матеріалу амплітуда коливань коефіцієнта заповнення жолобків $\Delta\mu$ під впливом усіх означених факторів не буде перевищувати величини $\Delta\mu = \mu_0 - \mu_{\min/\max} = \pm 0,05$ його оптимального значення μ_0 . Проаналізуємо характер формування представлені в загальному вигляді залежності $\mu = f(\gamma, A, \phi, V_{зб}, S)$.

В результаті тряски та вібрації сівалки, незважаючи на ретельний відбір кожної фракції посівного матеріалу, має місце його сегрегація по висоті та горизонталі усередині бункера в залежності від розміру та щільності зерна. При цьому менші за розміром зернини, які мають однакову щільність, і більш важкі однорозмірні зернини переміщуються в нижні шари, легші та більші за розміром зернини розміщуються у верхніх шарах. Швидкість розшарування підвищується при збільшенні розміру фракції та різниці у щільності зернин, а також при збільшенні інтенсивності вібрацій та зменшенні товщини зернового шару. При наявності такого розшарування коефіцієнт заповнення жолобків буде безперервно змінюватися. На значення даного параметра впливає і об'єм зерна в бункері $V_{зб}$. При заповненні бункера, близькому до 100%, посівний матеріал ущільнюється, що зменшує його подачу в зону дії дозуючих апаратів. Зменшення подачі посівного матеріалу спостерігається і при заповненні бункера менше 15% його номінального об'єму. Тобто, на початку сівби з практично заповненого бункера $V_{зб} \in (85 \dots 100)\% \cdot V_б$, де $V_б$ - об'єм бункера, та в кінці висіву залишкового обсягу зерна в бункері $V_{зб} \in (15 \dots 0)\% \cdot V_б$, коефіцієнт заповнення жолобків наближається до мінімального значення, а в процесі висіву основної маси зерна – коливається в межах, близьких до свого оптимального значення. При цьому характер зміни коефіцієнта заповнення жолобків під дією рівня зерна в бункері $\mu(V_{зб})$ за термін його висіву та сегрегації можна визначити співвідношенням.

$$\mu_{зб}(S) = \mu_{\min} + \Delta\mu_{зб} \cdot \left[1 - (S - S_0)^2 / S_0^2 \right], \quad (1)$$

де S, S_0 відповідно поточне значення та половина пройденого сівалкою шляху за термін розвантаження бункера;

μ_{\min} , $\Delta\mu_{з\phi}$; - відповідно мінімальне значення коефіцієнта заповнення жолобків конкретним типом фракції та межа відхилення, що дорівнює 0,04.

В результаті тривалої роботи дозуючі апарати забиваються пилом, що також впливає на коефіцієнт заповнення жолобків посівним матеріалом. Для того, щоб врахувати дію вказаного фактора, відомчими стандартами передбачено проведення випробувань при 100, 50 та 12,5 відсотках заповнення бункера зерном $V_{з\phi}\%$, а також проведення повторних випробувань через 1 та 3 години безперервної роботи висівного апарата [3, 4, 5]. Прийmemo, що запилення жолобків за весь термін сівби не перевищує $\phi \leq 3\%$ від їх об'єму, а відхилення коефіцієнта заповнення жолобків за рахунок запилення $\Delta\mu_{зан}$ не перевищує $\Delta\mu_{зан} \leq 0,01$ при допустимому загальному відхиленні $\Delta\mu = \Delta\mu_{з\phi} + \Delta\mu_{зан} = 0.04 + 0.01$. Визначена емпіричним шляхом залежність μ від запиленості ϕ описується виразом

$$\mu_{зан}(S) = \mu_o \cdot e^{-0.005\phi(S)}, \quad (2)$$

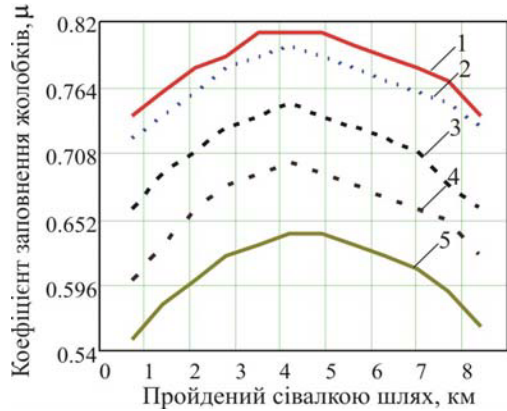
де $\phi(S) = \phi_{\max} \cdot (1 - e^{-0.4 \cdot S})$; $\phi_{\max} = 3$.

Враховуючи отримані залежності (1) і (2), загальний вираз для визначення коефіцієнта заповнення жолобків можна представити співвідношенням

$$\mu(S) = \mu_{зан}(S) + \mu_{з\phi}(S) - \mu_o. \quad (3)$$

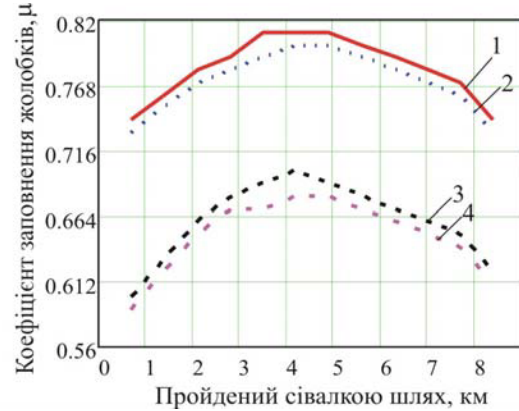
Графіки зміни значень коефіцієнта заповнення жолобків при висіванні різних фракцій насіння пшениці ($A = 25; 30; 35; 40; 45 \text{ г/тис.шт}$) за період повного розвантаження бункера представлені на рис. 1, а при висіванні 1-го та 2-го наповнених бункерів – на рис. 2.

З графіків рис. 1 видно, що закономірність зміни значень коефіцієнта



1 - $A = 25 \text{ г/тис.шт.}$; 2 - $A = 30 \text{ г/тис.шт.}$;
3 - $A = 35 \text{ г/тис.шт.}$; 4 - $A = 40 \text{ г/тис.шт.}$;
5 - $A = 45 \text{ г/тис.шт.}$

Рисунок 1 - Залежність μ від типу фракції та пройденого шляху (1-й бункер)



1 - 1-й бункер, $A = 25 \text{ г/тис.шт.}$;
2 - 2-й бункер, $A = 25 \text{ г/тис.шт.}$;
3 - 1-й бункер, $A = 40 \text{ г/тис.шт.}$;
4 - 2-й бункер, $A = 40 \text{ г/тис.шт.}$

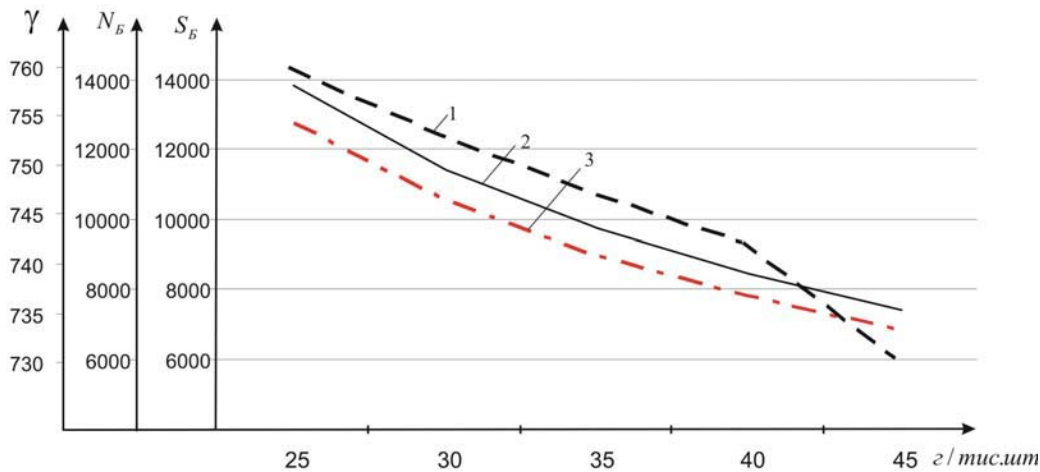
Рисунок 2 - Залежність μ від типу фракції та пройденого шляху

заповнення жолобків за період розвантаження заповненого бункера при висіванні різних фракцій посівного матеріалу практично однакова, але крутизна кривих тим більша, чим крупніша фракція. З часом значення коефіцієнта заповнення жолобків для кожної фракції зменшується внаслідок їх запиленості (рис. 2).

Для того, щоб проаналізувати характер впливу коефіцієнта заповнення жолобків

$\mu(s)$ на щільність розподілу зернового потоку вздовж рядка висіву $Q_m(S)$, визначимо спершу довжину пройденого сівалкою шляху до повного розвантаження бункера S_B та параметри налагодження сівалки на задану норму висіву при висіванні різних фракцій насіння пшениці на прикладі сівалки СЗ-3,6А. Дані для розрахунку: задана норма висіву $Q_{мз} = 45 \text{шт}/\text{м}$, що відповідає ваговим нормам висіву $Q_{м1} = 75 \text{кг}/\text{га}$ при $A = 25 \text{г}/\text{тис.шт}$ та $Q_{м1} = 135 \text{кг}/\text{га}$ при $A = 45 \text{г}/\text{тис.шт}$; ємкість бункера $V_B = 453 \text{дм}^3$; число сошників $z = 24$; характеристика посівного матеріалу – пшениця масою $A = 25 \dots 45 \text{г}/\text{тис.шт}$, густиною $\gamma = 730 \dots 760 \text{г}/\text{дм}^3$ та коефіцієнтом заповнення жолобків $\mu = 0,65 \dots 0,82$.

Кількість зернин в бункері $N_B(\text{шт})$ визначаємо за співвідношенням $N_B = V_B \cdot \gamma / A$, а пройдений сівалкою шлях до повного розвантаження бункера - за виразом $S_B = N_B / Q_{мз} \cdot z(\text{м})$. Результати розрахунків представимо у вигляді графіків (рис.3).

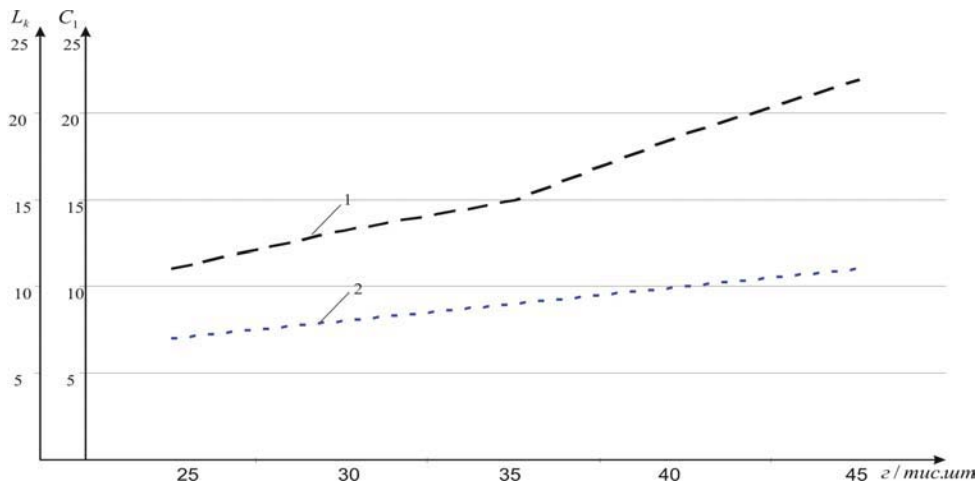


1 – густина матеріалу $\gamma, \text{г}/\text{дм}^3$; 2 – кількість зернин в бункері $N_B, \text{тис.шт}$. ;
3 – пройдений шлях $S_B, \text{м}$.

Рисунок 3 – Взаємозв'язок між густиною матеріалу, кількістю зернин у бункері та пройденим шляхом від фракції пшениці при повному розвантаженні бункера

З графіків рис. 3 видно, що при зростанні крупності зерен $A (\text{г}/\text{тис.шт})$, зменшенні кількості зерен $N_B(\text{шт})$ у заповненому бункері і зменшенні густини матеріалу $\gamma (\text{г}/\text{дм}^3)$ пройдений сівалкою шлях $S_B (\text{м})$ суттєво скорочується. Це скорочення відбувається майже у два рази. За цих умов для забезпечення заданої норми висіву необхідно збільшувати відстань до денця $C_1 (\text{мм})$ та робочу довжину котушки $L_k (\text{мм})$. Налагодження висівних апаратів можна здійснити за допомогою графіків, зображених на рис. 4.

На підставі емпірично визначених значень коефіцієнта заповнення жолобків $\mu(S)$ (3) та параметрів налагодження сівалки на задану норму висіву $Q_{мз} = 45 \text{шт}/\text{м}$ (рис. 4) розрахуємо значення щільності розподілу зернового потоку $Q_m(S_j)$ у вузлах інтерполяції S_j для різних фракцій посівного матеріалу за формулою [6]



1 - робоча довжина котушки L_k , мм; 2 - відстань до денця котушки C_1 , мм.

Рисунок 4 – Залежність параметрів налагодження сівалки на задану норму висіву від фракції пшениці

$$Q_m = \frac{L_k \cdot i \cdot \gamma \cdot 10^{-3}}{D_k \cdot A} \cdot \left[\frac{S_T \cdot \mu}{\omega_k} + \frac{d_k \cdot (1 - e^{-b_0 \cdot C_1})}{b_0} \right], \quad (4)$$

де T_j - період розвантаження k -го жолобка; S_T - середня за період T_j площа розвантаження сектора k -го жолобка; ω_k - кутова швидкість обертання котушки.

Поточні значення щільності $Q_m(S)$ в довільних точках пройденого сівалкою шляху S до повного розвантаження бункера визначимо за інтерполяційним поліномом Ньютона [7]

$$Q_m(S) = Q_m(S_0) + \sum_{j=1}^n \left[\frac{\Delta^j Q_0}{j!} \cdot \prod_{i=0}^{j-1} \left(\frac{S - S_i}{h} \right) \right], \quad (5)$$

де $i = 0, 1, \dots, j-1$ - індекс координати пройденого сівалкою шляху;

$j = 0, 1, \dots, n$ - номер вузла інтерполяції;

$Q_m(S_0), Q_m(S_j)$ - значення щільності в 0-му та j -му вузлах інтерполяції;

$h = (S_n - S_0)/n = S_{i+1} - S_i$ - крок інтерполяції для заданої фракції;

$\Delta Q_j = Q_m(S_{j+1}) - Q_m(S_j), \dots, \Delta^{j-1} Q_{j+1} - \Delta^{j-1} Q_j$ - кінцеві різниці j -го порядку.

Розрахункові значення щільності розподілу зернового потоку $Q_m(\mu, S)$ у рівновіддалених точках пройденого сівалкою шляху S при висіванні різних фракцій насіння пшениці за першим та другим наповненням бункера, визначені за формулами (4), (5) при заданих параметрах, представлені в табл. 1.

Таблиця 1 – Значення щільності розподілу зернового потоку при висіванні насіння пшениці на шляху S_B за першим (1) та другим (2) наповненням бункера

Фракція пшениці: $A = 25$ г/тис.шт, $\gamma = 760$ г/дм ³												
Q_{25-1} , шт/м	45.01	45.52	46.03	46.28	46.8	46.8	46.8	46.54	46.28	46.03	45.77	45.01
Q_{25-2} , шт/м	44,75	45,26	45,77	46,03	46,29	46,54	46,54	46,29	46,03	45,77	45,52	44,75
S_{25} , м	0	1160	2320	3480	4640	5800	6960	8120	9280	10440	11600	12760

Продовження таблиці 1

Фракція пшениці: $A = 35 \text{ г/тис.шт}$, $\gamma = 747 \text{ г/дм}^3$												
Q_{35-1} , шт/м	45	45.78	46.3	46.81	47.07	47.33	47.07	46.81	46.55	46.3	45.52	45
Q_{35-2} , шт/м	44.74	45.52	46.03	46.3	46.55	46.81	46.81	46.55	46.3	46.03	45.26	44.74
S_{35} , м	0	814	1628	2442	3256	4070	4884	5698	6512	7326	8140	8954
Фракція пшениці: $A = 45 \text{ г/тис.шт}$, $\gamma = 730 \text{ г/дм}^3$												
Q_{45-1} , шт/м	45.05	45.86	46.4	46.95	47.22	47.49	47.76	47.49	47.22	46.95	46.4	45/32
Q_{45-2} , шт/м	44.78	45.59	46.13	46.68	46.95	47.22	47.49	47.22	46.95	46.68	46.13	45.32
S_{45} , м	0	619	1238	1857	2476	3095	3714	4333	4952	5571	6190	6809

Як видно з даних табл.1, довжина шляху S_B і зміна щільності зернового потоку $Q_{mf}(\mu, S)$ при висіванні різних фракцій пшениці мають суттєві відмінності. По мірі розвантаження бункера та збільшенні величини пройденого сівалкою шляху щільність розподілу зернового потоку змінюється пропорційно крутизни зміни коефіцієнта заповнення жолобків (рис.1). Наприклад, для фракції $A = 45 \text{ г/тис.шт}$ при зменшенні коефіцієнта заповнення жолобків на 0,05 ($\mu = 0,6$) щільність зернового потоку зменшується на 3,2%, а при зменшенні на 0,1 ($\mu = 0,55$) щільність знижується на 5,7%.

При висіванні насіння однієї і тієї ж фракції щільність Q_{25-1} , шт/м з кожним повторним проходженням шляху S_B (при повторному заповненні бункера Q_{25-2} , шт/м) під впливом запиленості змінюється, але характер її зміни залишається практично тим же самим. З розглянутого видно, що в процесі сівби в результаті дії зовнішніх факторів щільність розподілу зернового потоку змінюється в значних межах.

Оцінку відносного відхилення значень фактичної щільності зернового потоку Q_{mf} від заданої $Q_{mz} = 45 \text{ шт/м}$ можна здійснити шляхом аналізу даних (табл.2) визначених за формулою

$$\delta = (Q_{mf}(\mu, S) - Q_{mz}) \cdot 100\% / Q_{mz}. \quad (6)$$

Таблиця 2- Відносне відхилення фактичного значення щільності розподілу зернового потоку від заданого за першим (1) та другим (2) проходженням шляху S_B

Фракція пшениці: $A = 25 \text{ г/тис.шт}$, $\gamma = 760 \text{ г/дм}^3$												
δ_{25-1} , %	0,02	1,16	2,29	2,58	4	4	4	3,42	2,84	2,29	1,71	0.02
δ_{25-2} , %	-0.56	0.58	1.71	2.29	2.87	3.42	3.42	2.87	2.29	1.71	1.16	-0.56
S_{25} , м	0	1160	2320	3480	4640	5800	6960	8120	9280	10440	11600	12760
Фракція пшениці: $A = 35 \text{ г/тис.шт}$, $\gamma = 747 \text{ г/дм}^3$												
δ_{35-1} , %	0	1,73	2,89	4,02	4,6	5,18	4,6	4,02	3,44	2,89	1,16	0
δ_{35-2} , %	-0.58	1.16	2.29	2.89	3.44	4.02	4.02	3.44	2.89	2.29	0.58	-0.58
S_{35} , м	0	814	1628	2442	3256	4070	4884	5698	6512	7326	8140	8954
Фракція пшениці: $A = 45 \text{ г/тис.шт}$, $\gamma = 730 \text{ г/дм}^3$												
δ_{45-1} , %	0,11	1,91	3,11	4,33	4,93	5,53	6,13	5,53	4,93	4,33	3,11	0,71
δ_{45-2} , %	-0.49	1.31	2.51	3.73	4.33	4.93	5.53	4.93	4.33	3.73	2.51	0.71
S_{45} , м	0	619	1238	1857	2476	3095	3714	4333	4952	5571	6190	6809

Аналіз даних табл. 2 показує, що величина відносного відхилення фактичної

щільності $Q_{mf}(\mu, S)$ від заданої $Q_{mз} = 45$ шт/м за першим проходженням шляху S_B для більш крупних фракцій насіння досягає в точці максимуму 6,13%, а для більш дрібних фракцій 4...5,18% при допустимій за агро вимогами нормі відхилення 2...3%. Тобто, при налагоджуванні сівалки на задану норму висіву $Q_{mз}$ з наповненим бункером майже половина шляху S_B буде мати щільність посіву на 3% більшу допустимої, що призводить до перевитрати посівного матеріалу та зниження врожаю. Якщо налагодження сівалки здійснити з наполовину наповненим бункером, то інша половина шляху S_B буде мати на 3% розріджений посів, що також призводить до зниження врожаю. При ємкості бункера сівалки СЗ-3,6 453дм^3 та нормі висіву насіння пшениці (фракція $A = 40 \text{ г/тис.шт}$) $110...120\text{кг/га}$ з однієї заправки можна засіяти близько 3га поля (8км гону при ширині захвату 3,6м). Якщо врахувати вплив означених вище факторів, то можна прийти до висновку, що близько 1/3 частини поля буде засіяно зі значним відхиленням від допустимих агротехнічних вимог.

В результаті проведеного дослідження встановлено, що на роботу висівних апаратів зернової сівалки в польових умовах діють зовнішні фактори, які впливають на зміну норми висіву. За конкретних умов (відсутності тряски, вібрації, запиленості тощо) сівалка, яка представляє собою систему з розімкнутим циклом керування, забезпечує стабільну норму висіву і рівномірний розподіл зернин вздовж рядка. Найбільш вагомим регулярним фактором впливу на зміну фактичної норми висіву в польових умовах є коефіцієнт заповнення жолобків катушки, залежний від наявного обсягу зерна в бункері, типу фракції посівного матеріалу, запиленості жолобків та довжини пройденого сівалкою шляху. Сівалка самостійно не може виправити таке положення і допускає значні відхилення в нормі висіву, що приводить до втрати валового збору зернових культур і великих економічних збитків.

Для подолання цього недоліку необхідно покращити якість керування технологічним процесом шляхом встановлення на зернові сівалки системи автоматичного керування висівом, яка повинна оперативно реагувати як на фракцію посівного матеріалу, так і на характер зміни щільності розподілу зернового потоку в довільних точках шляху і забезпечувати сталість норми висіву в допустимих агро вимогами межах [8].

Приведені дослідження відкривають перспективу створення засобів контролю зернового потоку та управління ним у конкретних технологічних умовах.

Список літератури

1. Програма "Зерно України – 2015". — К.: ДІА, 2011. — 48 с.
2. Сисолін П. В. Теорія проектування та розрахунки посівних машин: Навч. Посібник / П.В. Сисолін. - К.: ІСДО, 1994. — 148 с.
3. Испытание сельскохозяйственной техники. Машины посевные. Программа и методы испытаний. ОСТ 70.5.1-82. — М.: ЦНИИТЭИ Госкомсельхозтехники СССР, 1983. — 148с.
4. Машины посівні. Випробування сільськогосподарської техніки. Методи випробувань: СОУ 74.3-37-129: 2004. - [Чинний від 2006-08-01]. — К.: Мінагрополітики України, 2006. — 86 с. — (Стандарт Мінагрополітики України).
5. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований): изд. 5-е / Б. А. Доспехов. — М.: Агропромиздат, 1985. — 351с.
6. Пархоменко Ю. М. Теоретичне обґрунтування адаптивної системи автоматичного керування висівом зернових культур / Ю.М. Пархоменко. // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. праць КНТУ. — 2011. - №24. — С. 223-232.
7. Джон Г. Мэтьюз. Численные методы. Использование MATLAB: 3-е издание / Джон Г. Мэтьюз, Куртис Д. Финк; пер. с англ. Л. Ф. Козаченко. - М.: Издательский дом «Вильямс», 2001. - 720с.
8. Агротехнические требования на сельскохозяйственные машины: сб. Госкомсельхозтехники СССР. — М.: ЦНИИТЭИ, 1983. - Т. 32. — 342с.

Ю. Пархоменко, В. Кондратец, М. Пархоменко

Исследование факторов влияния на постоянство нормы высева зерновых культур в полевых условиях

В статье приведены результаты теоретического исследования факторов влияния на постоянство нормы высева зерновых культур в полевых условиях. Определён наиболее существенный регулярный фактор влияния – коэффициент заполнения желобков катушечного высевающего аппарата и показан характер изменения плотности распределения зернового потока в результате его действия. Намечены пути обеспечения постоянства нормы высева.

Y. Parhomenko, V.Kondratec, M. Parhomenko

Investigation of the factors influencing the stable rate of sowing of crops in the field

The results of theoretical investigations of influence factors of the constant application rate of crops in the field. Determine the most significant regular impact factor - the filling factor of the coil grooves sowing and shows the character of changes in the density distribution of the grain flow as a result of the above factors. The ways of ensuring constant application rate.

Одержано 24.10.12

УДК 631.362

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

М.В. Бакум, проф., канд. техн. наук, М.М. Кречот, інж.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Обґрунтування параметрів процесу підготовки посівного матеріалу

Наведені результати впливу подачі вихідного матеріалу та середньої швидкості повітряного потоку в нахиленому каналі з регульованою шириною на якість розділення насінневих сумішей редиски. Обґрунтовано їх раціональний вибір для отримання максимальної кількості кондиційного матеріалу або максимальної повноти розділення.

насіннева суміш редиски, повнота розділення, похилий канал, повітряний потік

Постановка задачі. Ефективність вирощування овочевих культур в значній мірі залежить від якості посівного матеріалу. Враховуючи те, що більшість овочевих культур відноситься до теплолюбних культур, висів їх насіння необхідно виконувати в пізні строки, коли ґрунт достатньо прогріється. Але при цьому запас вологи в ґрунті суттєво зменшується. Тому лише якісно очищене та відсортоване насіння з високими посівними властивостями спроможне забезпечити дружні сходи, що дозволить виконувати посів на кінцеву густоту.

Аналіз досліджень і публікацій. За традиційними технологіями підготовка посівного матеріалу овочевих культур виконується на повітряно-решітно-трієрних робочих органах насіннеочисних машин. Додаткове очищення та сортування насіння овочевих культур проводиться на електромагнітних сепараторах, пневмосортувальних столах та віброфрикційних насіннеочисних машинах [1,2].

© М.О. Свірень, М.В. Бакум, М.М. Кречот, 2012

Ю. Пархоменко, В. Кондратец, М. Пархоменко

Исследование факторов влияния на постоянство нормы высева зерновых культур в полевых условиях

В статье приведены результаты теоретического исследования факторов влияния на постоянство нормы высева зерновых культур в полевых условиях. Определён наиболее существенный регулярный фактор влияния – коэффициент заполнения желобков катушечного высевающего аппарата и показан характер изменения плотности распределения зернового потока в результате его действия. Намечены пути обеспечения постоянства нормы высева.

Y. Parhomenko, V.Kondratec, M. Parhomenko

Investigation of the factors influencing the stable rate of sowing of crops in the field

The results of theoretical investigations of influence factors of the constant application rate of crops in the field. Determine the most significant regular impact factor - the filling factor of the coil grooves sowing and shows the character of changes in the density distribution of the grain flow as a result of the above factors. The ways of ensuring constant application rate.

Одержано 24.10.12

УДК 631.362

М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

М.В. Бакум, проф., канд. техн. наук, М.М. Кречот, інж.

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Обґрунтування параметрів процесу підготовки посівного матеріалу

Наведені результати впливу подачі вихідного матеріалу та середньої швидкості повітряного потоку в нахиленому каналі з регульованою шириною на якість розділення насінневих сумішей редиски. Обґрунтовано їх раціональний вибір для отримання максимальної кількості кондиційного матеріалу або максимальної повноти розділення.

насіннева суміш редиски, повнота розділення, похилий канал, повітряний потік

Постановка задачі. Ефективність вирощування овочевих культур в значній мірі залежить від якості посівного матеріалу. Враховуючи те, що більшість овочевих культур відноситься до теплолюбних культур, висів їх насіння необхідно виконувати в пізні строки, коли ґрунт достатньо прогріється. Але при цьому запас вологи в ґрунті суттєво зменшується. Тому лише якісно очищене та відсортоване насіння з високими посівними властивостями спроможне забезпечити дружні сходи, що дозволить виконувати посів на кінцеву густоту.

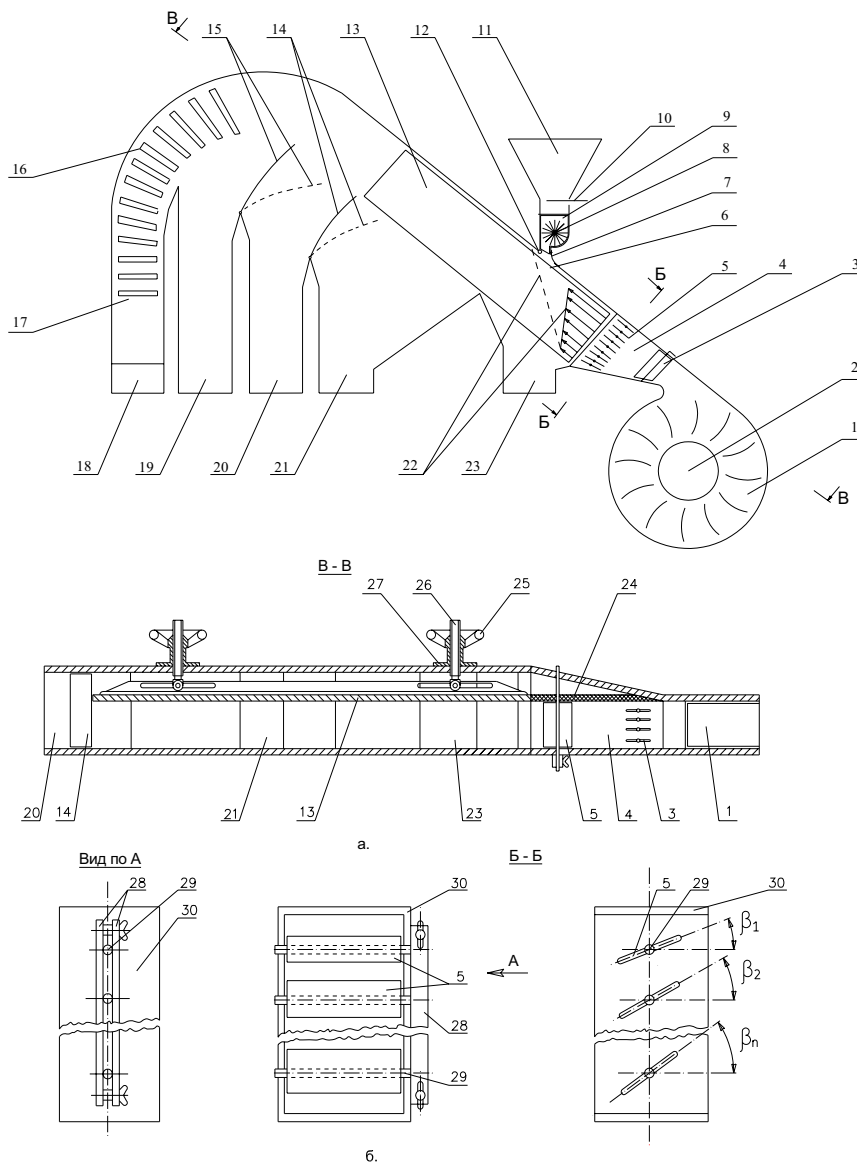
Аналіз досліджень і публікацій. За традиційними технологіями підготовка посівного матеріалу овочевих культур виконується на повітряно-решітно-трієрних робочих органах насіннеочисних машин. Додаткове очищення та сортування насіння овочевих культур проводиться на електромагнітних сепараторах, пневмосортувальних столах та віброфрикційних насіннеочисних машинах [1,2].

© М.О. Свірень, М.В. Бакум, М.М. Кречот, 2012

Суттєвого підвищення посівних якостей насіннєвого матеріалу досягається додатковим очищенням та сортуванням в повітряних потоках. Використання на виробництві розробленого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом та нерівномірним повітряним потоком по його висоті підтвердило високу його ефективність на сортуванні насіння зернобобових культур [3]. Процес сепарації дрібно насіннєвих сумішей у пневматичних сепараторах з нахиленим повітряним каналом змінної ширини досліджений ще недостатньо [4].

Мета роботи. Обґрунтування параметрів процесу сепарації насіннєвих сумішей редиски у нахиленому каналі пневматичного сепаратора з регульованою шириною каналу.

Матеріали досліджень. Дослідження виконували на модернізованому сепараторі (рис. 1), який складається із вентиляторної установки і нахилоного повітряного каналу, з'єднаних між собою.



- 1 – вентилятор; 2 – вхідний патрубок; 3 – вертикальні жалюзі; 4 – проставка; 5 – горизонтальні жалюзі; 6 – сепарувальна камера; 7 – еластичний щиток; 8 – циліндрична щітка живильника; 9 – рухома боковина живильника; 10 – регулювальна заслінка живильника; 11 – бункер; 12 – шарнір живильника; 13 – ділильник; 14, 15 – подільники між приймачами; 16 – інерційний пиловідкремлювач; 17 – осаджувальна камера; 18 – пилозбірник; 19, 20, 21, 23 – приймачі продуктів розділення; 22 – епюри швидкості повітря по висоті; 24 – еластичний напрямник; 25 – штурвал; 26 – регулювальний гвинт з проушиною; 27 – опора; 28 – притискна пластина; 29 – вісь жалюзі; 30 – стінка проставки

Рисунок 1 - Схема модернізованого пневматичного сепаратора з нахиленим повітряним каналом

Вентиляторна установка включає вентилятор високого тиску 1 з вхідним патрубком 2, який приводиться в рух електродвигуном через пасову передачу. До вихідного патрубка вентилятора прикріплена проставка 4 в якій встановлено вертикальні жалюзі 3 для вирівнювання швидкості повітряного потоку у поперечному напрямі проставки. На виході проставка має розміри, які відповідають розмірам нахиленого каналу. У проставці 4 розташований механізм регулювання швидкості повітряного потоку по висоті каналу (рис. 1,б) який виконаний з набору поворотних пластин 5, закріплених жорстко на осях 29 що проходять через осеві лінії боковин 30 проставки, причому осі закріплені паралельно нижній (верхній) стінці проставки. Положення кожної пластини 5 (кут β її нахилу відносно поздовжньої осі каналу) можна регулювати окремо, повертаючи відповідні осі 29. Фіксація положення всіх пластин виконується одночасно прижимними пластинами 28.

Нахилений повітряний канал складається з сепарувальної камери 6 у нижній частині якої розміщені чотири приймачі 19, 20, 21 і 23 продуктів розділення. Перегородки 14 між 20 і 21 приймачами, а також 15 між 19 і 20 приймачами виконані поворотними що дає можливість регулювати вміст приймачів. В нижній частині приймачів встановлено заслінки і мішкотримачі, які дозволяють закріплювати мішки для збирання продуктів розділення кожного приймача окремо.

До верхньої стінки сепарувальної камери 6 шарнірно закріплений живильник з циліндричною щіткою 8 і рухомою боковиною 9. До живильника приєднаний бункер 11 який в нижній частині має регульовальну заслінку 10.

До сепарувальної камери 6 прикріплюється інерційний пиловідокремлювач 16 з осаджувальною камерою 17, яка закінчується фільтрувальним пилозбірником 18 із тканини (мішковини).

Регулювання швидкості повітряного потоку в сепарувальній камері 6 виконується зміною її ширини, переміщенням ділильника 13, за допомогою регульовальних гвинтів 26, закріплених в опорах 27, штурвалами 25. Ділильник 13 еластичним напрямником 24 з'єднується з вихідним патрубком вентилятора 1.

Дослідження впливу зміни середньої швидкості повітряного потоку в сепарувальному каналі та величини подачі вихідного матеріалу на ефективність розділення насінневої суміші редиски проводились на насінні сорту Богиня першої репродукції урожаю 2008 року. Вихідний матеріал після машинного збирання, попередньої очистки та сушки містив насіння основної культури 92,02%, маса 1000 насінин якого становила 8,92 г. Подрібненого насіння основної культури у вихідному матеріалі було 3,68%, мінеральних домішок (грудочки ґрунту, піщинки, камінці) – 2,86%, легких домішок (подрібнені часточки стебел і суцвіть) – 1,28%, а насіння бур'янів (щириці, гірчака льонового, гречишки березковидної, проса курячого, мишію сизого) в сумі складала 0,16%.

Відповідно до ДСТУ 2240-93 у кондиційного матеріалу редиски першої і другої репродукції вміст насіння основної культури повинен становити не менше 94%, насіння бур'янів не більше 0,2%, а також насіння інших культур до 0,2% [5].

Із аналізу аеродинамічних властивостей компонентів насінневої суміші редиски видно що варіаційні криві практично всіх компонентів, що засмічують матеріал, частково накладаються одна на одну. Разом з тим слід зазначити що основна частина всіх домішок може виділятися у відходову фракцію при менших швидкостях повітряного потоку. Таким чином, при розділенні в нахиленому повітряному каналі в перші фракції (перша і друга) має виділитись очищений матеріал основної культури.

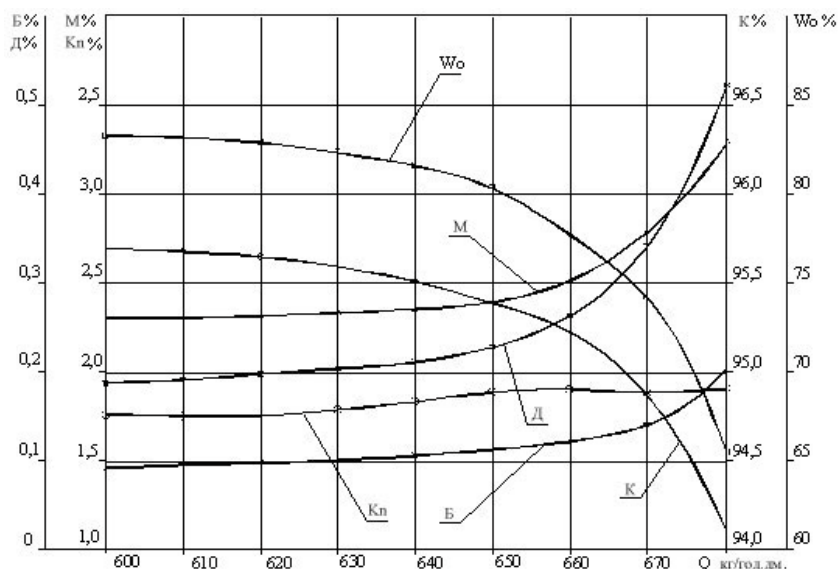
Для визначення закономірності зміни виходу очищеного матеріалу та його якісного складу, в залежності від швидкості повітряного потоку та величини подачі вихідного матеріалу у канал, виконані експериментальні дослідження (табл. 1).

Таблиця 1 - Результати очищення насінневої суміші редиски в пневматичному сепараторові з регульованою шириною каналу

Показники	Вихідний матеріал	Вміст приймачів				
		I	II	III	IV	V
Розділ по фракціях, %	100,00	1,09	65,04	28,22	3,39	2,26
Вміст насіння основної культури, %	92,02	95,08	94,90	91,46	61,10	29,86
Маса 1000 насінин редиски, г	8,92	10,17	9,58	8,15	5,60	4,09
Вміст пошкодженого насіння основної культури, %	3,68	1,64	1,08	5,95	22,80	38,24
Вміст мінеральних домішок, %	2,86	2,75	2,97	1,59	13,38	0,00
Вміст легких домішок, %	1,28	0,44	0,90	0,84	2,49	31,03
Вміст насіння бур'янів, %	0,16	0,09	0,15	0,15	0,24	0,87
Якість насінневого матеріалу	не конд.	конд.	конд.	не конд.	не конд.	не конд.

При досліджах подача змінювалась від 600 до 680 кг/год на 1 дециметр ширини повітряного каналу. Середня швидкість повітряного потоку в каналі змінювалась від 10 до 16 м/с за рахунок зміни ширини каналу від 100 до 160 мм і ступінчатій зміні площі вхідного отвору вентилятора, при цьому забезпечувалась незмінність кута нахилу епюри швидкостей рівного $\delta = 4,23^\circ$.

Якість розділення матеріалу при зміні параметрів сепаратора оцінювали за результатами аналізу проб матеріалу з кожного приймача продуктів розділення. Очищеним матеріалом вважався вміст приймача, який по чистоті відповідав вимогам державного стандарту України (ДСТУ 2240-93). При відповідності державному стандарту вмісту декількох приймачів очищеним матеріалом вважалась їх сума а вміст компонентів відповідав їх середньому значенню в цих приймачах. Результати досліджень наведені на рис. 2 і 3.

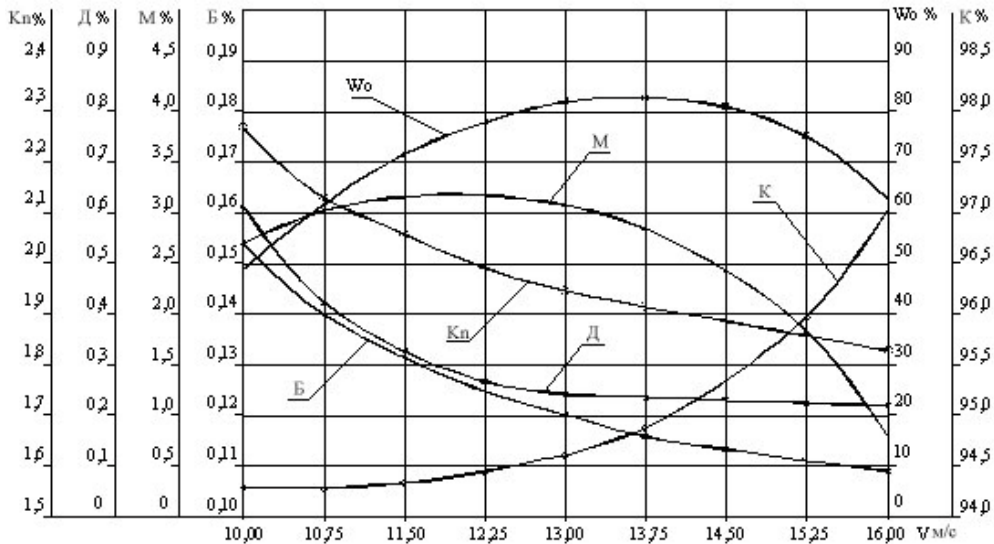


Wo – вихід очищеної фракції; K – вміст насіння редиски в очищеній фракції; Kп – вміст подрібненого насіння редиски в очищеній фракції; Д - вміст подрібнених стебел і суцвіть в очищеній фракції; М – вміст мінеральних домішок в очищеній фракції; Б – вміст насіння бур'янів в очищеній фракції

Рисунок 2 - Вплив подачі вихідного матеріалу Q в нахилений повітряний канал на ефективність сепарації насінневої суміші редиски

За попередніми дослідженнями вплив подачі на вихід очищеної фракції досліджуємо при середній швидкості повітряного потоку 14,5 м/с. Із збільшенням подачі більше 600 кг/год.дм вихід очищеної фракції зменшується за рахунок зменшення кондиційного насінневого матеріалу, який виділяється лише в перший приймач. При цьому, вміст насіння основної культури в очищеній фракції також зменшується, а вміст подрібненого насіння залишається майже незмінним. Вміст насіння бур'янів, мінеральних і легких домішок при подачах від 600 до 650 кг/год.дм змінюється несуттєво, подальше збільшення подачі вихідного матеріалу призводить до більш інтенсивного зростання вмісту цих компонентів в очищеній фракції. Тому, для дослідження впливу середньої швидкості повітряного потоку, в каналі залишаємо незмінну подачу вихідного матеріалу на рівні 650 кг/год.дм.

При малих значеннях швидкості повітряного потоку кондиційний матеріал виділяється теж лише в перший приймач. Тому вихід очищеного матеріалу при середній швидкості 10 м/с складав біля 50% від маси вихідного матеріалу. Слід зазначити що при малих швидкостях (до 10 м/с) в перший приймач виділиться значна кількість насіння бур'янів (більш 0,15% від маси вихідного матеріалу) а також легких домішок (біля 0,6%) і значна кількість подрібненого насіння основної культури (більше 2,2%).



W₀ – вихід очищеної фракції; K – вміст насіння редиски в очищеній фракції; Kn – вміст подрібненого насіння редиски в очищеній фракції; D – вміст подрібнених стебел і суцвіть в очищеній фракції; M – вміст мінеральних домішок в очищеній фракції; B – вміст насіння бур'янів в очищеній фракції

Рисунок 3 - Вплив середньої швидкості повітряного потоку V в нахиленому каналі на ефективність сепарації насінневої суміші редиски

Із збільшенням швидкості повітряного потоку до 13 м/с вихід очищеної фракції збільшується (кондиційний матеріал отримано в перших двох приймачах). Із збільшенням швидкості повітряного потоку вміст насіння основної культури в очищеній фракції постійно зростає і при середній швидкості 16 м/с він перевищує 97%, але при цьому вихід очищеної фракції знижується до 60%, від маси вихідного матеріалу, за рахунок переміщення частини насіння основної культури до некондиційної фракції. Вміст насіння бур'янів, легких домішок і подрібненого насіння редиски, із збільшенням швидкості повітряного потоку, зменшується. Вміст мінеральних домішок при середній швидкості до 12 м/с дещо зростає. Подальше збільшення швидкості призводить до більш інтенсивного відокремлення їх у відходів

фракцію. При середній швидкості 16 м/с їх кількість в очищеній фракції зменшилась майже в 6 разів (до 0,75%).

Слід зазначити, що одночасно з очищенням насінневого матеріалу редиски у нахиленому повітряному каналі відбувається і сортування насіння основної культури (табл. 1). Так, при масі 1000 насінин основної культури вихідного матеріалу 8,92 г у першу фракцію виділилось насіння редиски з масою 1000 насінин 10,17 г, що на 1,25 г більше ніж у вихідному матеріалі. У другий приймач виділилося насіння редиски з масою 1000 насінин на 0,66 г вищою ніж у вихідному матеріалі. Вміст перших двох приймачів складає очищену фракцію загальною масою більше 67% від маси вихідного матеріалу. В інші приймачі виділилося насіння з масою 1000 насінин меншою ніж у вихідному матеріалі, при цьому у п'ятому приймачі маса 1000 насінин більше ніж у два рази менша маси 1000 насінин вихідного матеріалу.

Висновки Таким чином, для отримання максимальної кількості кондиційного матеріалу доцільно очищувати насінневу суміш редиски у повітряному каналі при середній швидкості повітряного потоку порядку 13,75 м/с, при якій вихід очищеного матеріалу перевищує 80% від маси вихідного матеріалу за один пропуск через пневматичний сепаратор. Для отримання кондиційного матеріалу вищого якісного складу доцільно розділяти насінневу суміш на підвищених швидкостях повітряного потоку (16 м/с), але при цьому вихід очищеного матеріалу зменшиться.

При збільшенні швидкості повітряного потоку маса 1000 насінин редиски у першому і другому приймачах зростає, але кількість насіння редиски у цих фракціях зменшується.

Список літератури

1. Кулагин М. С. Механизация послеуборочной уборки и хранения зерна и семян / М. С. Кулагин, В. М. Соловьев, В. С. Желтов. – М.: Колос, 1979. – 256с.
2. Заїка П. М. Вибрационные семеочистительные машины и устройства / П.М. Заїка. – М.: МИИСП, 1981. – 142с.
3. Абдуев М. М. Обґрунтування параметрів сепаратора з нахиленим повітряним каналом для розділення зернових сумішей: Автореф. дис. канд. техн. наук / М. М. Абдуев – Харків, 2007 – 21с.
4. Патент № 26791 Україна, МПК (2006) В07В4/00. Пневматичний сепаратор з нахиленим повітряним каналом / Бакум М.В., Манчинський Ю.О., Абдуев М.М., Крекот М.М. - № 200704791; опубл. 10.10.2007, Бюл. № 16. – 4 с.
5. ДСТУ 2240-93. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. – К.: Держстандарт України, 1994. – 74 с.

Н. Свирень, Н. Бакум, Н. Крекот

Обоснование параметров процесса подготовки посевного материала

Приведены результаты исследований влияния подачи исходного материала и средней скорости воздушного потока в наклонном канале с регулируемой шириной на качество разделения семенных смесей редиса. Обоснован их рациональный выбор для получения максимального количества кондиционного материала или максимальной полноты разделения.

N. Sviren, N. Bakum, N. Krekot

Justification of the preparation parameters of seed

Results on the effect supply the raw material and the average speed of the air flow in an inclined channel with adjustable width on the quality of the separation of mixtures of seed radish. Justified their rational choices to maximize the amount of conditioned material or completeness maximum separation.

Одержано 08.10.12.

УДК 631.3.0

**М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук, Т.К. Марченко, асп., В.І. Носуленко,
проф., д-р техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Вибір форми робочих органів адаптивного розпушувача ґрунту

В статті розглянуто проблему ушкодження ґрунту робочими органами ґрунтообробних знарядь та напрямки зменшення руйнування структурно-агрегатного стану ґрунту. Для мінімізації ушкодження ґрунту запропоноване технічне рішення адаптивного розпушувача, досліджено вплив геометрії робочих органів на показники якості обробки ґрунту та ушкодження його структури. **деградація ґрунтів, збереження структурно-агрегатного стану ґрунту, мінімальний обробіток, адаптивний розпушувач ґрунту**

В останні десятиріччя все більшою проблемою стає втрата родючих земель через ушкодження ґрунту робочими органами ґрунтообробних знарядь. В Україні втрати родючих земель у деяких регіонах щорічно досягають 20 т з гектару. За причиною недосконалості технологій та ґрунтообробних знарядь, що застосовуються, доведення ґрунту до кондицій, відповідних до агротехнічних вимог, вимагає виконання значної кількості додаткових технологічних операцій. Така багаторазова взаємодія робочих органів та рушіїв машин з ґрунтом викликає порушення природної структури ґрунту та його переущільнення. Руйнування ґрунтових агрегатів, надмірне подрібнення часток ґрунту приводить до водної та повітряної ерозії.

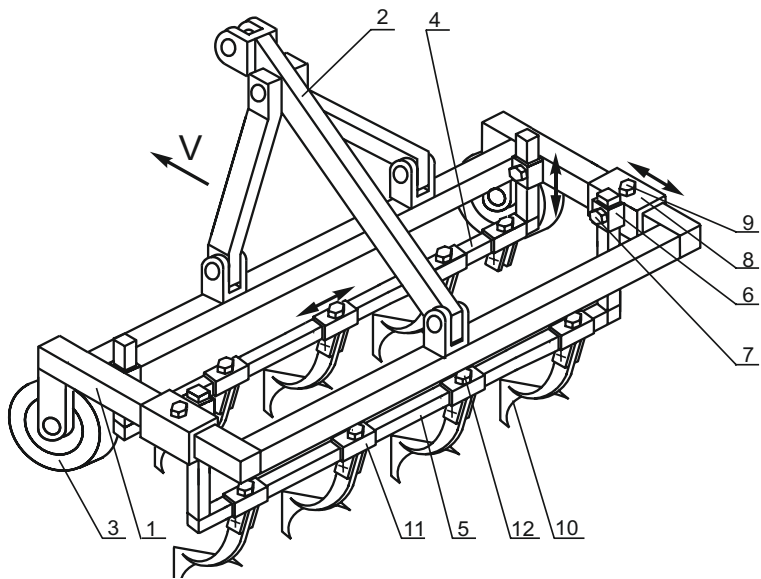
В останні роки, особливо за кордоном, одним з напрямків вирішення проблеми руйнування структурно-агрегатного стану ґрунту вважається нульовий обробіток ґрунту (No-Till), при якому ґрунт не ореться. Але на практиці виявляється, що за такої системи обробітку збільшується щільність орного шару та вимагається внесення великої кількості гербіцидів для боротьби з бур'янами. Тому з екологічної точки зору, застосування нульового обробітку не можна вважати бездоганим.

Альтернативою є мінімальний обробіток, який передбачає застосуванням комплексу технологічних прийомів, спрямованих на зменшення кількості проходів машин по полю; проведення найменшої кількості необхідних в даних ґрунтово-кліматичних умовах операцій обробітку ґрунту [1].

Огляд досліджень та конструкцій ґрунтообробних знарядь показав, що основними напрямками зменшення руйнування структурно-агрегатного стану ґрунту є: 1) застосування комбінованих ґрунтообробних машин, що забезпечують виконання декількох технологічних операцій обробітку ґрунту за один прохід; 2) використання вібраційних робочих органів, що кришать ґрунт по природнім межах мікрофракцій; 3) застосування комбінованих багатофункціональних робочих органів; 4) обробіток без вертикального переміщення шарів ґрунту (безполицевий); 5) використання багатоярусних ґрунтообробних знарядь для пошарового обробітку ґрунту. Недоліком перерахованих напрямків є, зокрема, недостатня пристосованість ґрунтообробних знарядь до роботи на ґрунтах з різними фізико-механічними властивостями та різним агрегатним складом; не забезпечення повною мірою виконання агротехнічних вимог на різних ґрунтах.

Різні типи ґрунтів України мають широкий діапазон фізико-механічних властивостей. При дії одних і тих самих робочих органів ґрунт в різних умовах буде деформуватися та руйнуватися по-різному. Тому метою дослідження є створення адаптивного ґрунтообробного знаряддя, що переналагоджується у відповідності до ґрунтових умов, обґрунтування його параметрів та режимів роботи.

Для мінімізації ушкодження структурно-агрегатного стану ґрунту запропоноване технічне рішення адаптивного розпушувача ґрунту (рис. 1), в якому в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту змінюється розстановка робочих органів [2]. Розпушувач ґрунту включає основну раму 1 із начіпним пристроєм 2 та опорними колесами 3, передню раму 4 та задню раму 5, установлені у вертикальних спрямовуючих 6 із фіксацією стопорами 7, вертикальні спрямовуючі передньої рами 4 закріплені на основній рамі 1 нерухомо, вертикальні спрямовуючі задньої рами 5 закріплені на рухомих горизонтальних спрямовуючих 8, установлених на основній рамі 1 із фіксацією стопорами 9, робочі органи 10, установлені на передній і задній рамах за допомогою рухомих кронштейнів 11 із стопорами 12.



1 – рама; 2 – начіпний пристрій; 3 – опорне колесо; 4, 5 – траверси;
6, 8 – спрямовуючі; 7, 9, 12 – стопори; 10 – робочий орган;
11 – кронштейн

Рисунок 1 – Технічне рішення адаптивного розпушувача ґрунту

робочих органів в напрямку робочої подачі регулюється відстань між передньою рамою 4 і задньою рамою 5 переміщенням останньої у спрямовуючих 8 та фіксацією стопорами 9; для вибору відстані між робочими органами за шириною захвату виконується переміщення кронштейнів 11 з робочими органами 10 та фіксація їх стопорами 12. Кількість робочих органів у ярусі може бути змінена в залежності від схеми їх розстановки або ширини оранки.

Одною з задач досліджень є обґрунтування типу та геометрії робочих органів адаптивного розпушувача. Безполицеві робочі органи у меншій мірі ушкоджують ґрунт і на даний час вважаються перспективними. В Україні 40-50%, а в США та Канаді 70% орних площ припадає на безполицевий обробіток [3]. Тому в якості базових робочих органів для досліджень вибрані плоскорізні лапи.

За агротехнічними вимогами обробіток ґрунту глибокорозпушувачами і чизельними плугами повинен сприяти запобіганню вітровій ерозії в результаті збереження стерні (до 60%) на поверхні, а також запобігання водній ерозії на схилах за рахунок кращої фільтрації вологи в шарі, що підлягає обробітку, і затримки її в

борознах. Пласт повинен бути зруйнований на дрібні грудки з переважним їх розміром до 5 см (80% і більше). Грудки розміром більше 10 см не допускаються [4].

Визначення діапазонів властивостей ґрунту є основою проектування адаптивного розпушувача ґрунту. На рис. 2 наведено діаграму зміни властивостей чорнозему типового за глибиною.

За даними польових досліджень, проведених на дослідному полі Кіровоградського національного технічного університету (чорнозем типовий, глибина обробітку 32 см) з різними типами робочих органів, найменше ушкоджують структуру ґрунту стрілочасті лапи, закріплені на стійках. Геометрія ножа стрілочасті лапи визначається наступними параметрами: кут різання α , кут нахилу ножів до горизонту β , кут загострення γ , виліт L (табл. 1). Для визначення найкращої форми робочих органів були проведені польові експериментальні дослідження з використанням набору ножів за морфологічним рядом (рис. 3).

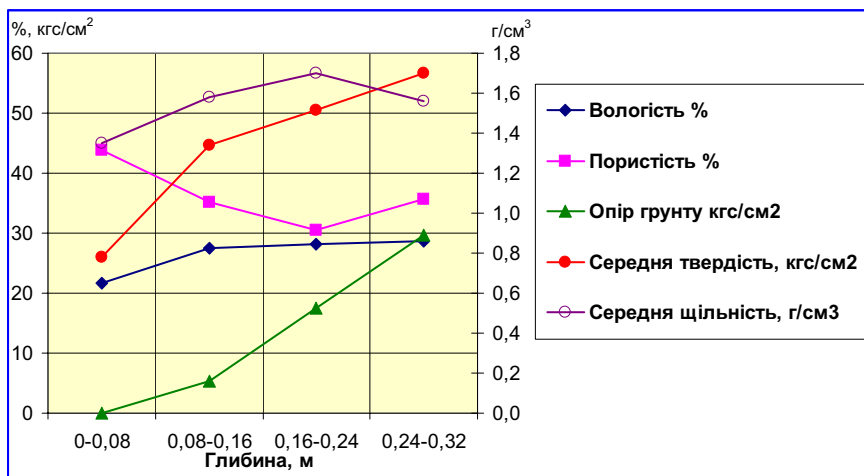
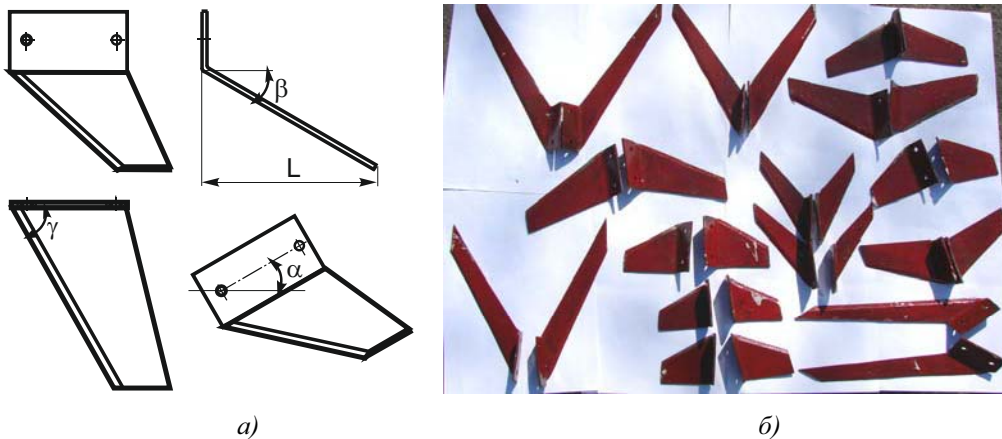


Рисунок 2 - Зміни властивостей ґрунту за глибиною

Таблиця 1 – Геометричні параметри ножа стрілочасті лапи

Показник	Позначення	Умовне позначення	Рівні варіювання	
			-1	+1
Кут різання, град.	α	x_1	0	30
Кут нахилу ножів до горизонту, град.	β	x_2	0	30
Кут загострення, град.	γ	x_3	30	60
Виліт, м	L	x_4	0,06	0,1



а) геометричні параметри плоскоріжучого ножа; б) набір ножів для експериментальних досліджень

Рисунок 3 – Плоскоріжучі ножі експериментального розпушувача

Для польових досліджень використовувався експериментальний адаптивний розпушувач ґрунту (рис.4).



Рисунок 4 - Експериментальний адаптивний розпушувач ґрунту та його робочі органи

В якості критеріїв для визначення найкращої геометрії робочих органів були вибрані

- середній вміст ерозійно-небезпечної фракції;
- середній розмір крупних фракцій (10-100 мм);
- коефіцієнт деградації структурних агрегатів

$$k_d = \frac{d_{c31}}{d_{c32}}, \quad (1)$$

де d_{c31} та d_{c32} – середні зважені розміри часток ґрунту до обробітку та після обробітку відповідно, мм,

$$d_{c3} = \frac{\sum_{i=1}^n v_i \cdot (d_{vi} - d_{ni})/2}{100}, \quad (2)$$

i – номер фракції часток ґрунту;

n – кількість фракцій;

v_i – відносний вміст i -фракції у пробі ґрунту, %;

d_{vi} та d_{ni} – верхня та нижня межі розмірів i -фракції, мм;

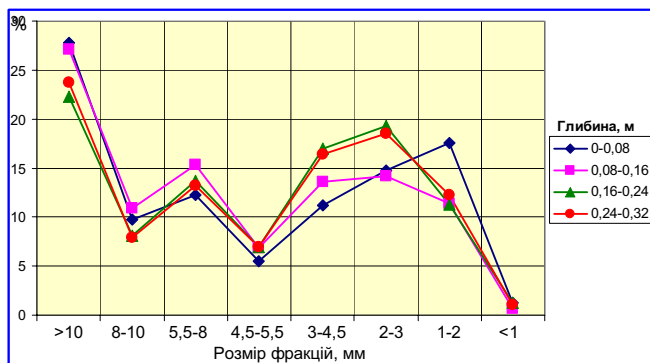
- коефіцієнт збільшення вмісту ерозійно-небезпечних часток

$$k_{en} = \frac{v_{en2}}{v_{en1}}, \quad (3)$$

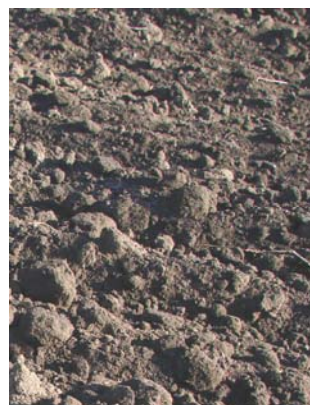
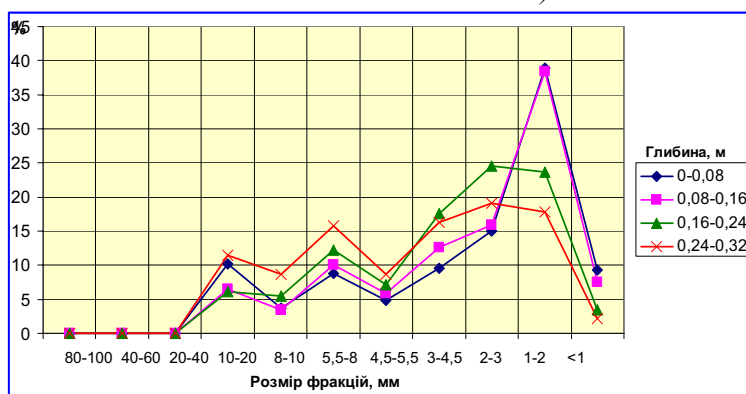
v_{en1} та v_{en2} – вміст ерозійно-небезпечних часток до і після обробітку.

Визначення показників якості забезпечувалося ситовим аналізом агрегатного складу ґрунту до розпушування та після кожного дослід з різними робочими органами по шарах ґрунту. Діаграми агрегатного складу до обробітку та після обробітку різними типами робочих органів наведено на рис. 5.

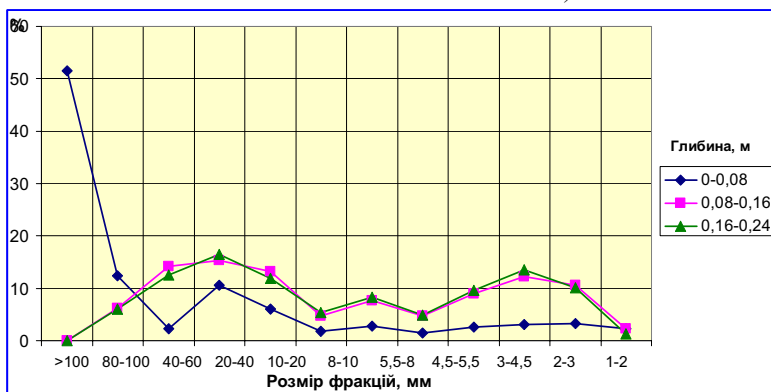
В результаті досліджень було встановлено, що найкращі значення показників якості були отримані після використання робочого органу з параметрами: $L = 0,1$ м, $\alpha = 30^\circ$, $\beta = 30^\circ$, $\gamma = 30^\circ$. Відстань між стійками 0,22 м. В таблиці 2 наведено показники якості ґрунту за різних способів обробітку.



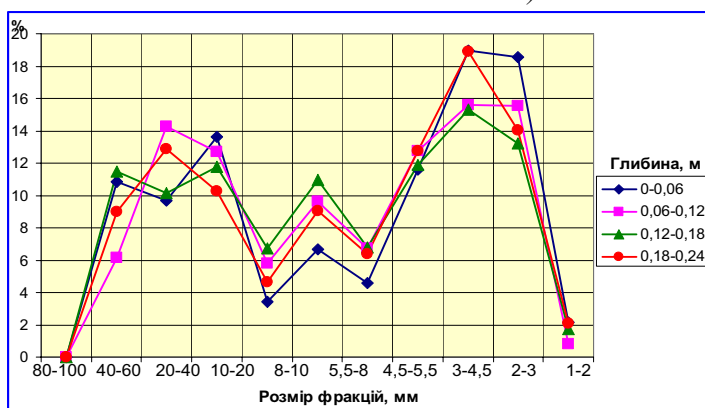
a)



б)



в)



г)

а) до обробітку; б) після культивації та боронування; в) після плуга; г) після експериментального розпушувача

Рисунок 5 – Агрегатний склад ґрунту

Таблиця 2 – Показники якості обробітку ґрунту

№ п/п	Показник	До обробітку	Після культивуації та боронування	Після плуга	Після експериментального розпушувача
1	Середній вміст ерозійно-небезпечної фракції, %	1,06	5,6	1,95	1,7
2	Середній розмір крупних фракцій (10-100 мм), мм	відсутні	15	59,8	30,2
3	Середній розмір дрібних фракцій (0,25-10 мм), мм	5,76	3,35	3,9	3,75
4	Коефіцієнт деградації структурних агрегатів	-	1,72	1,48	1,4
5	Коефіцієнт збільшення ерозійно-небезпечних часток	-	2,81	1,84	1,42
6	Кількість брил розміром >100 мм, %	відсутні	відсутні	51,6	відсутні

Список літератури

1. Минимальная обработка почвы и борьба с её переуплотнением / Рабочев И.С., Бахтин П.У., Аксененко В.Д., Гавалов И.В. – М.: Знание, 1980. – 64 с.
2. Заявка на винахід №201107447 «Розпушувач ґрунту» від 14.06.11.
3. Малиенко А. М. Основные задачи и современные тенденции в развитии систем обработки почвы //Устойчивость земледелия: проблемы и пути решения.– К.: Урожай, 1993. – С. 160–165.
4. Сборник агротехнических требований на сельскохозяйственные машины.– Т. XXVII. – М.: ЦНИИТЭИ, 1981. – 291с.

Н. Петренко, Т. Марченко, В.Носуленко

Выбор формы рабочих органов адаптивного рыхлителя почвы

В статье рассмотрена проблема повреждения почвы рабочими органами почвообрабатывающих орудий и направления уменьшения разрушения структурно-агрегатного состояния почвы. Для минимизации повреждения почвы предложено техническое решение адаптивного рыхлителя, исследовано влияние геометрии рабочих органов на показатели качества обработки почвы и повреждения его структуры.

M. Petrenko, T. Marchenko, V. Nosulenko

Choosing a form of adaptive ripper working ground

In article are considered the problem of damage to soil tillage tools working bodies and reduce the destruction of the structure-aggregate state of the soil. To minimize damage to soil the proposed technical solution adaptive ripper, the influence of the geometry of working groups on indicators of quality of ground and damage its structure.

Одержано 16.05.12

УДК 631.362.3

Д.І. Петренко, канд. техн. наук, О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук,
С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, А.М. Кириченко, доц., канд. техн. наук,
М.С. Терещенко, магістрант

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування геометричних параметрів пруткового циліндричного барабана відцентрово- пневматичного сепаратора

Проаналізовано напрями підвищення ефективності пневмосепарації. Представлено результати теоретичних досліджень впливу геометричних параметрів пруткового барабана відцентрово-пневматичного сепаратора на якість процесу розділення зернової суміші на фракції.

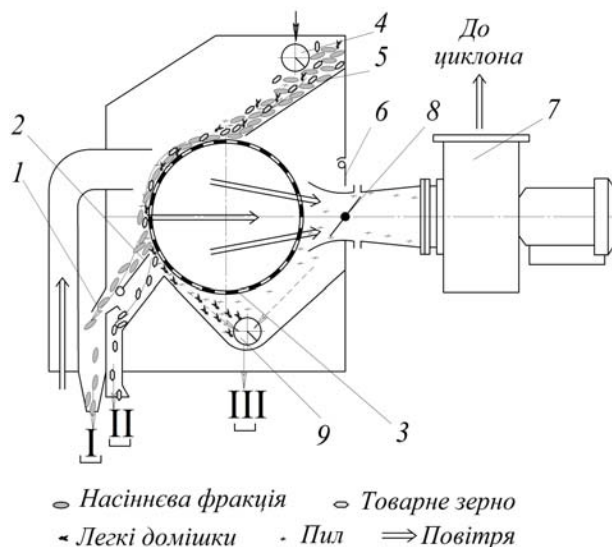
пруткова навивка, відцентрово-пневматичний сепаратор, геометричні параметри, теоретична якість розділення

На сьогоднішній день все більшого поширення при післязбиральній обробці зерна набувають пневмосепараційні системи з застосування активних силових полів, оскільки можливості інтенсифікації процесу сепарації з використанням лише гравітаційних сил майже вичерпані. Спостерігається тенденція до використання штучних силових полів високої напруженості (розділення на скальператорах і в трієрах при показнику кінематичного режиму, що перевищує одиницю, застосування понадкритичних швидкостей витання і ін.).

З огляду на це, перспективним напрямом підвищення ефективності пневмосепарації є використання комплексної дії на зерновий матеріал відцентрових сил інерції і сили повітряного потоку. При цьому обробка відбувається в один шар та застосовуються понадкритичні швидкості повітряного потоку, що дає можливість якісно розділити зернову суміш на фракції, оскільки кожна частка повноцінно взаємодіє з повітряним потоком і ефект очищення визначається лише різницею аеродинамічних властивостей матеріалу [1, 2].

Приклад такої системи – відцентрово-пневматичний сепаратор ЗАВ 40.02.000 (рис. 1) [3], в якому зерновий матеріал розділяється на фракції за рахунок взаємодії горизонтального повітряного потоку (створюється вентилятором 7) і відцентрової сили інерції (створюється обертанням сітчастого барабана 3).

Відмітимо, що використання в конструкції пневмоканалу активного робочого органу у вигляді циліндричного барабана, що обертається, дозволяє забезпечити при інших «ідеальних» умовах практично необмежену продуктивність сепаратора. Однак вказаний сепаратор має ряд недоліків: зростання аеродинамічного опору сітчастого барабана при збільшенні його частоти обертання, наявність поперечних перетинок сітчастого профілю, що перешкоджає стабільному руху часток по його поверхні і призводить до незадовільної обробки компонентів зерноsumіші повітряним потоком. Вказані недоліки усуваються встановленням циліндричного барабана з прутковою навивкою круглого профілю [4] (рис. 2).



1 – заслінка; 2 – подільник; 3 – сітчастий барабан; 4 – механізм подачі; 5 – скатна дошка; 6 – заслінка стабілізатора; 7 – вентилятор; 8 – регульовальна заслінка; 9 – шнек відходів; I, II, III – виходи фракцій

Рисунок 1 – Схема відцентрово-пневматичного сепаратора ЗАВ 40.02.000

На процес сепарації зернового матеріалу в удосконаленому сепараторі впливають режими роботи і геометричні параметри пруткового барабану.

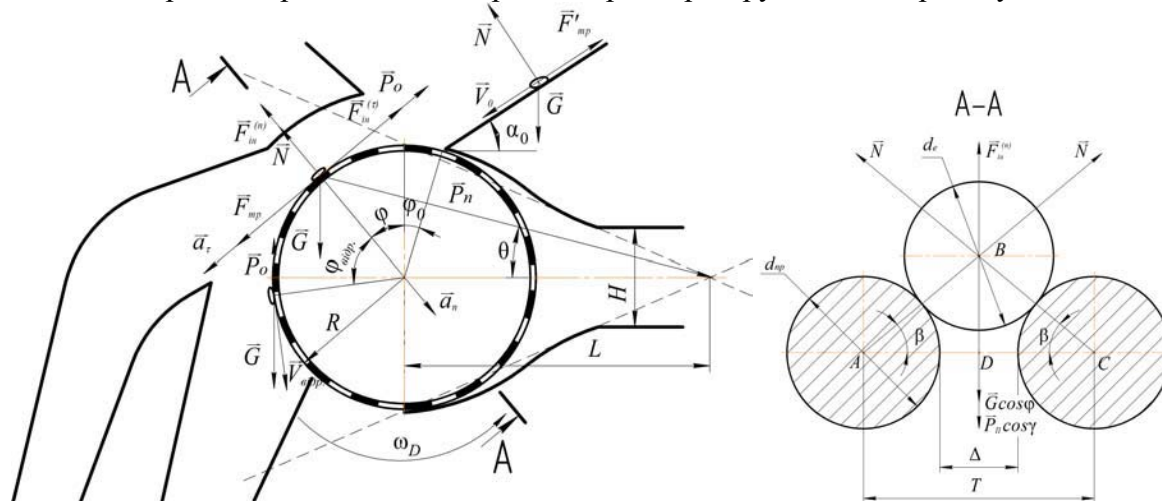


Рисунок 2 – Розрахункова схема об'єкту досліджень

Прутковий циліндричний барабан має наступні геометричні параметри: діаметр барабану D , розмір щілини між прутками Δ та діаметр прутків d_{np} .

Вплив цих параметрів барабану на процес переміщення і розділення зернового матеріалу визначається шляхом знаходження закону руху частки по його зовнішній поверхні.

При русі зернової частки по поверхні циліндричного решета на неї діють наступні сили (рис. 2):

$G = mg$ – сила ваги, направлена вертикально вниз, Н;

$F_{in}^{(n)} = \frac{mV^2}{R}$ – відцентрова сила, направлена перпендикулярно до швидкості руху частки в сторону опуклості траєкторії руху, Н;

$F_{in}^{(\tau)} = m \frac{dV}{dt}$ – тангенційна складова сили інерції, направлена по дотичній до траєкторії руху зернини в сторону, протилежну прискоренню, Н;

N – сили реакції прутків, направлені перпендикулярно до поверхні дотику зернини з прутком барабана на зовні (рис. 2, розріз А-А), Н;

$F_{mp} = fN$ – сили тертя (дві сили), направлені по дотичній до траєкторії руху зернини в бік:

- руху зернини, якщо $V - \omega_D R < 0$;

- протилежну рухові зернини при $V - \omega_D R \geq 0$;

$P_{\Pi} = mk_{\Pi} U^2$ – аеродинамічна сила, направлена в бік руху повітряного потоку, Н;

$P_o = mk_{\Pi} V^2$ – сила опору повітря, направлена в бік протилежний рухові зернини,

Н;

де k_{Π} – коефіцієнт парусності частки, m^{-1} ;

m – маса частки, кг;

U – швидкість повітряного потоку, м/с;

V – швидкість руху зернини, м/с;

ω_D – кутова швидкість обертання барабана, s^{-1} ;

m – маса зернини, кг;

g – прискорення сили ваги, m/c^2 ;

φ – кут, що визначає положення частки на барабані, град;

f – коефіцієнт тертя ковзання;

R – радіус барабана, м.

Диференційне рівняння руху частки по поверхні барабана матиме вигляд:

$$m \frac{d\bar{V}}{dt} = \bar{G} + \bar{F}_{mp} + \bar{F}_{in}^{(n)} + \bar{F}_{in}^{(\tau)} + \bar{N} + \bar{P}_{\Pi} + \bar{P}_o, \quad (1)$$

або в проекціях на осі рухомої системи координат (до відриву зернини від барабана):

$$\begin{cases} m \frac{dV}{dt} = mg \sin \varphi - 2fN \text{sign}(V - \omega_D R) - mk_{\Pi} U^2 \sin \gamma \text{sign}\left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) - mk_{\Pi} V^2, \\ m \frac{V^2}{R} = mg \cos \varphi - 2N \sin \beta + mk_{\Pi} U^2 \cos \gamma. \end{cases} \quad (2)$$

Вирішивши систему рівнянь (2) і після відповідних перетворень отримуємо закономірність переміщення частки по зовнішній прутковій поверхні циліндричного барабану [5]:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi} \frac{d\varphi}{\sqrt{b_1 e^{-\alpha\varphi} + a_1 \sin \varphi + a_2 \cos \varphi - 2b e^{-\alpha\varphi} \int_{\varphi_0}^{\varphi} \frac{f_1(k_d + \sin \varphi) + \cos \varphi}{\sqrt{1 + k_d^2 + 2k_d \sin \varphi}} e^{\alpha\varphi} d\varphi}} = \sqrt{\frac{g}{R}} t. \quad (3)$$

Умова відриву зернини від барабана приймає вигляд:

$$\cos \varphi - \frac{R}{g} \dot{\varphi}^2 + b \frac{k_d + \sin \varphi}{\sqrt{1 + k_d^2 + 2k_d \sin \varphi}} < 0, \quad (4)$$

де $a_1 = 2 \frac{a - f_1}{1 + a^2}$, $a_2 = -2 \frac{f_1 a + 1}{1 + a^2}$, $b = \frac{k_n U^2}{g}$, $a = 2(k_n R - f_1)$, $f_1 = \frac{f}{\sin \beta} \text{sign}(\dot{\varphi} - \omega_D)$,

$$\sin \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{d_{np} + \Delta}{d_{np} + d_e} \right)^2};$$

$$k_d = \frac{R}{L} - \text{безрозмірний параметр барабана, } L = l_1 + l_2;$$

l_1 – відстань між віссю обертання циліндричного барабана та вхідним колектором повітряного каналу, м;

l_2 – довжина сліду повітряного потоку при розширенні каналу, м;

d_{np} – діаметр прутка навивки, м;

d_e – еквівалентний діаметр зернини, м;

Δ – зазор між прутками, м.

Оскільки діаметр прутків здійснює вплив на характер руху часток по поверхні барабана, проаналізуємо графічно залежності (3, 4) для різних значень діаметра прутка (рис. 3).

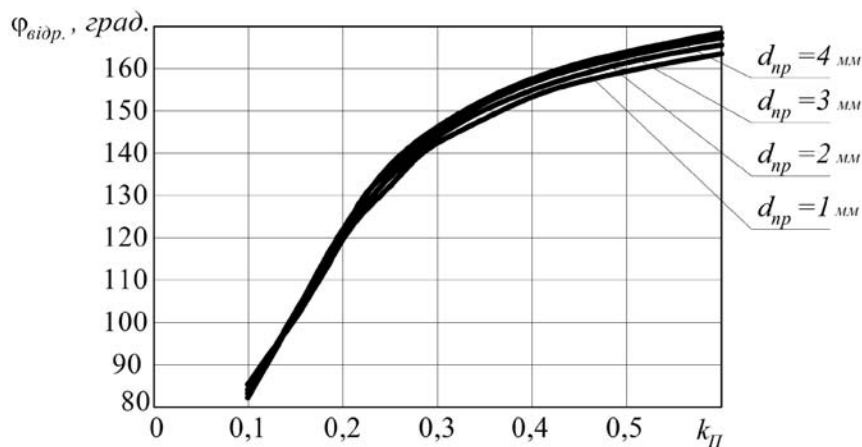


Рисунок 3 – Залежності кута відриву часток від коефіцієнтів парусності зерноsumіші для різних діаметрів прутків циліндричного барабана

Аналізуючи графічні залежності (рис. 3) зазначимо, що зміна діаметра прутка незначно (в межах $1^\circ - 3^\circ$) впливає на кут відриву часток зерноsumіші від барабана. Тому при виборі раціонального значення діаметра прутка потрібно керуватись технологічними особливостями виготовлення циліндричного барабана та забезпеченням максимальної величини живого перерізу каналу, який формується прутками і визначається як:

$$\kappa_{жс} = 1 - \frac{d_{np} \cdot z_{np}}{B}, \quad (5)$$

де B – ширина пруткового барабана, м;

$z_{пр}$ – кількість прутків, шт.

Розглянемо вплив діаметра барабана на кут відриву часток (рис. 4) для зернової маси, що характеризується значеннями $k_{II} = 0,07...0,18$ – для повноцінного, $k_{II} = 0,14...0,32$ – для некондиційного насіння та $k_{II} = 0,23...0,55$ для смітних домішок. Якість процесу сепарації відцентрово-пневматичним сепаратором визначається зоною перетину інтегральних кривих розподілу некондиційного насіння $P_i^{(ц.зерн.)}$ та домішок $P_i^{(дом.)}$.

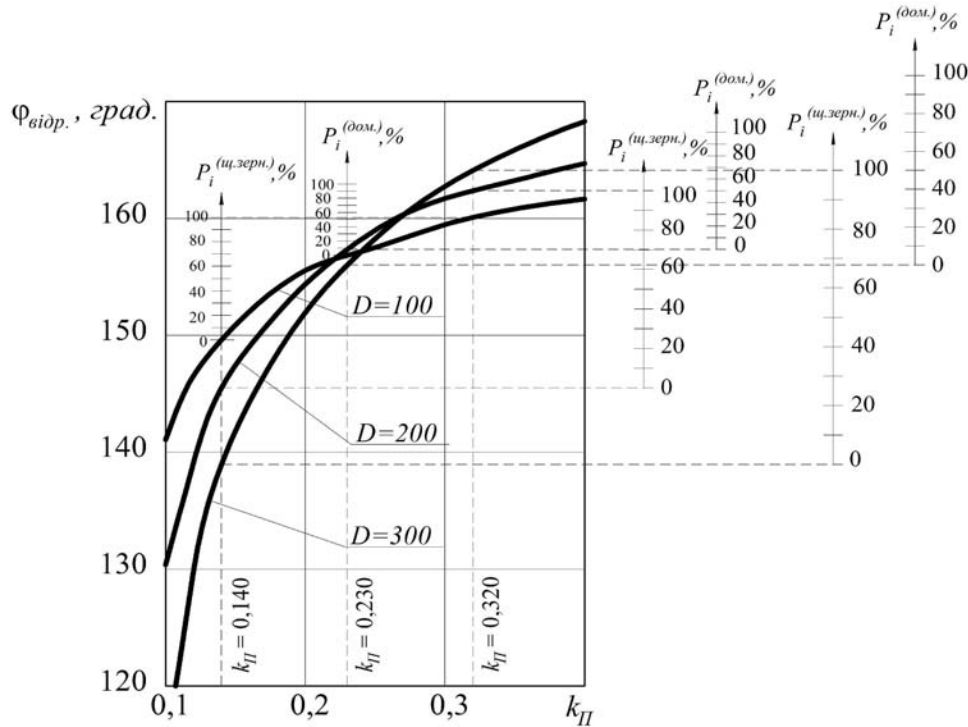


Рисунок 4 – Залежність кута відриву часток $\varphi_{відр.}$ від коефіцієнтів парусності зерноsumіші k_{II} для різних діаметрів циліндричного барабана з прутковою поверхнею D

При збільшенні діаметра барабана (рис. 4) підвищується якість процесу сепарації внаслідок зменшення зони перекриття кутів відриву некондиційного насіння і домішок, тобто менша кількість домішок може потрапити до фракції чистого насіння і, відповідно, менша кількість насіння може потрапити у відходи. Так при зміні D від 100 мм до 300 мм зона перекриття зменшується на $1^\circ - 3^\circ$. При цьому збільшуються розміри повітряного каналу, габарити сепаратора і, як наслідок – зростає енергоємність процесу.

При зменшенні діаметра циліндричного барабана спостерігається зменшення діапазону кутів відриву часток в зоні перекриття, при цьому унеможливується точне регулювання якості процесу очищення встановленням подільника у відповідне положення.

Отже, при виготовленні пруткового барабана необхідно керуватись принципом «зменшення габаритів і металомісткості до рівня забезпеченості якості процесу пневмосепарації згідно агрономічних вимог».

Список літератури

1. Безручкин И. П. Исследование аэродинамических свойств зерен в вертикальном потоке / И.П.Безручкин // Сельскохозяйственная машина. – 1936. – № 3. – С.16–22.
2. Машины для послеуборочной поточной обработки семян : Теория и расчет машин, технология и автоматизация процессов : [под ред. Тица З. Л.]. – М. : Машиностроение, 1967. – 446 с.
3. Безручкин И. П. Очистка зернового материала центробежно-пневматическим сепаратором : Исследование рабочих процессов и органов машин для уборки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна / И. П. Безручкин, Е. Г. Баженов, В. В. Попов // Труды ВИСХОМ. – Москва. – 1969. – Вып. 57. – С. 301–320.
4. Пат. 24546 U Україна, МПК В07В 4/00. Відцентрово-пневматичний сепаратор / Васильковський О.М., Петренко Д.І.; заявник і патентотримач Кіровоградський національний технічний університет. – №u200613442; заявл. 18.12.06; опубл. 10.07.07, Бюл. № 10.
5. Васильковський О. М. Математична модель роботи відцентрово-пневматичного сепаратора зерна / О.М. Васильковський, В. В. Гончаров, Д. І. Петренко, С. М. Лещенко //Праці Таврійського державного агротехнологічного університету – Вип. 10. Т.8. –Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – С. 94–104.

Д. Петренко, А. Васильковський, С. Лещенко, А. Кириченко, М.Терещенко

Обоснование геометрических параметров пруткового цилиндрического барабана центробежно-пневматического сепаратора

Проанализированы пути повышения эффективности пневмосепарации. Представлены результаты теоретических исследований влияния геометрических параметров пруткового барабана центробежно-пневматического сепаратора на качество процесса разделения зерновой смеси на фракции.

D. Petrenko, A. Vasylovskiy, S.Leschenko, A. Kirichenko, M.Tereschenko

Justification of the geometric parameters of bar cylindrical drum centrifugal-pneumatic separator

Analyzed directions of improve air separation. The results of theoretical investigations of the influence geometrical parameters deformed bar drum centrifugal-pneumatic separator for the separation process quality grain mixture into fractions.

Одержано 08.10.12

УДК 6.31.3

В.І.Рубльов, проф., д-р техн. наук, В.Г. Опалко, викл.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Карти контролю якості зернових сівалок для збору даних та їх автоматичної обробки і аналізу

На основі сучасних світових вимог до системи управління якістю, в основу якої покладено процес, сформульовані складові карти контролю якості зернових сівалок. В основу карт покладено статистичні методи контролю з використанням приймального числа для кожного показника, що контролюється. Для автоматичної обробки результатів контролю кожний показник має код з шести цифр. Викладені правила використання карт при статистичному контролі і обробки його результатів а автоматичному режимі.

контроль, карти контролю, якість, процес, зернові сівалки, статистичні методи, статистичний контроль, автоматична обробка результатів контролю

Постановка проблеми. Сучасні світові вимоги до системи управління якістю сформульовані в ISO 9001-2008 [1] і ISO 9004-2000 [2]. Вони гармонізовані в ДСТУ ISO 9001-2009 [3] і ДСТУ ISO 9004-2000 [4]. Світові вимоги до системи управління якістю розглядають в її основі процесний підхід до виробництва продукції з використанням статистичних методів контролю. В той же час, вимоги міждержавних стандартів на складання технологічних документів не передбачають використання статистичних методів контролю [5].

Проблема. Обґрунтувати вимоги до складу карт контролю з використанням статистичних методів і автоматичної обробки результатів контролю зернових сівалок.

Аналіз останніх досліджень показав, що для виконання статистичного контролю використовується міждержавний стандарт ГОСТ 18242-72 [6]. Аналіз номенклатури показників якості зернових сівалок показав, що більша частина, 83,2% від загальної кількості, контролюється органолептичними методами. Тільки 16,8% контролюється інструментальними методами [7, 8]. Проте для реалізації контролю по альтернативній ознаці необхідно визначити значущість показників, що контролюються, і на її основі - приймальний рівень дефектності "q". Для можливості обробки показників, які визначають якість сівалок, необхідно їх кодувати набором цифр. В основу доцільно покласти шестизначне число, так як загальна кількість показників складає біля 348, що розподілені по структурних підсистемах.

Результати досліджень. Статистичний контроль слід виконувати по двоступінчастому плану (рис. 1), так як він за об'ємом вибірки менший, ніж одноступінчастий контроль, і за тривалістю менший багатоступінчастого.

Для виконання статистичного контролю сівалки пропонується наступна форма і склад карти контролю. При формуванні карт контролю вказується (рис. 2):

1. Назва машини, її марка й інші необхідні реквізити.
2. Перелік контрольованих показників.
3. Шестизначний код для передачі значення контрольованого показника в довідково-інформаційний фонд.
4. Назва контрольованого показника (параметра).
5. Значення контрольованого параметра у відповідності до креслення і НТД.

6. Інструменти, калібри, пристосування і методика, які використовуються для контролю.

7. Приймальний рівень дефектності, q .

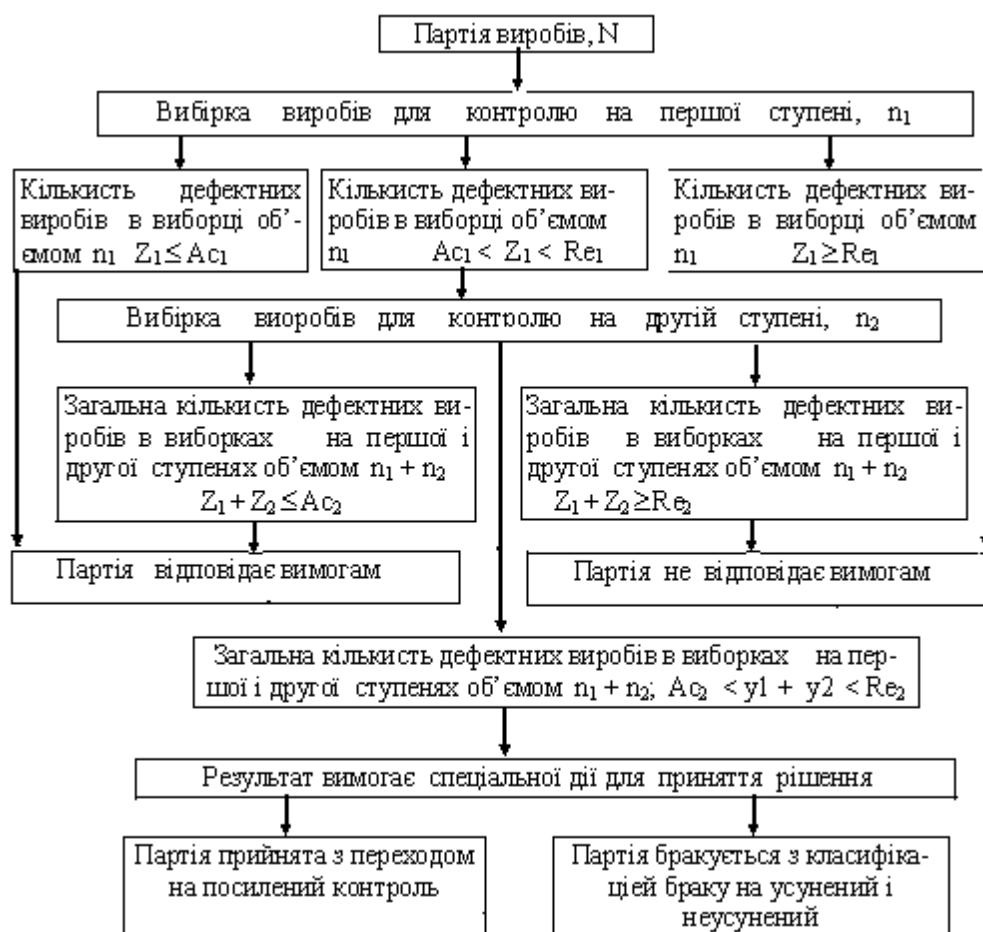


Рисунок 1 - Схема двохступінчастого статистичного контролю партії виробів при поставці з міжальтернативним рішенням при $Ac_2 < y_1 + y_2 < Re_2$

При цьому можливе коректування змісту розроблених і занесених в автоматизований ДІФ карт контролю. Це дає додаткову можливість вирішувати задачі по формуванню первинних карт дефектів для окремої машини, вносити в них зміни, вводити і коректувати показники кількості дефектів за кодом контролюваного параметра, створювати зведені карти дефектів, проводити первинний статистичний аналіз кількості дефектів і здійснювати графічне представлення даних про дефекти.

Двоступінчаті плани контролю здійснюються за схемою, наведеною на рис.1 і в таблиці 1. Для визначення відповідності партії виробів існуючим вимогам по двоступінчатій статистичній схемі контролю необхідно виконати наступні дії.

1. Відібрати випадковим чином вибірку об'ємом n_1 , вказаним для першого ступеня плану контролю.

2. Перевірити кожний виріб з вибірки на відповідність встановленим вимогам і визначити вироби з дефектами.

3. Перерахувати дефектні одиниці Z_1 , виявлені в вибірці, відібраній для першого ступеню плану контролю.

4. Порівняти виявлену кількість дефектних одиниць Z_1 ц вибірці з прийнятною Ac_1 і бракованою кількістю Re_1 , вказаними для першого ступеню плану контролю.

5. Вважати партію продукції такою, що відповідає вимогам, якщо кількість дефектних одиниць Z_1 , знайдених в вибірці першого ступеня, менша або рівна Ac_1 , вказаному для першого ступеня плану контролю.

Таблица 1 – Двоступеневі плани контролю

Приймальний рівень дефектності	Показники плану контролю	Об'єм партії, шт					
		2-8	9-15	16-25	26-50	51-90	91-150
1	2	3	4	5	6	7	8
Нормальний контроль (ГОСТ 18242-72, табл. 23)							
1	Об'єм вибірки, шт:	до 8	8	8	8	8	8
	перший, n_1	до 8	8	8	8	8	8
	другий, n_2	до 8	16	16	16	16	16
	загальний						
	Кількість:						
	приймальна Ac_1	0	0	0	0	0	0
	Ac_2	1	1	1	1	1	1
	бракувальна Re_1	2	2	2	2	2	2
Re_2	2	2	2	2	2	2	
4	Об'єм вибірки, шт:						
	перший, n_1	2	2	2	8	8	13
	другий, n_2	2	2	2	8	8	13
	загальний	4	4	4	16	16	26
	Кількість:						
	приймальна Ac_1	0	0	0	0	0	0
	Ac_2	1	1	1	1	1	3
	бракувальна Re_1	2	2	2	2	2	3
Re_2	2	2	2	2	2	4	
Значні дефекти (15 дефектів на 100 машин)	Об'єм вибірки, шт:						
	перший, n_1	2	2	3	5	8	13
	другий, n_2	2	2	3	5	8	13
	загальний	4	4	6	10	16	26
	Кількість:						
	приймальна Ac_1	0	0	0	1	2	3
	Ac_2	1	1	3	4	6	8
	бракувальна Re_1	2	2	3	4	5	7
Re_2	2	2	4	5	7	9	
Малозначні дефекти (150 дефектів на 100 машин)	Об'єм вибірки, шт:						
	перший, n_1	2	2	3	5	8	13
	другий, n_2	2	2	3	5	8	13
	загальний	4	4	6	10	16	26
	Кількість:						
	приймальна Ac_1	5	5	7	11	17	17
	Ac_2	12	12	18	26	37	37
	бракувальна Re_1	99	9	11	16	22	22
Re_2	13	13	19	27	38	38	
Малозначні дефекти (400 дефектів на 100 машин)	Об'єм вибірки, шт:						
	перший, n_1	2	2	3	5	8	13
	другий, n_2	2	2	3	5	8	13
	загальний	4	4	6	10	16	26
	Кількість:						
	приймальна Ac_1	11	11	17	25	25	25
	Ac_2	26	26	37	56	56	56
	бракувальна Re_1	16	16	22	31	31	31
Re_2	27	27	38	57	57	57	

6. Вважати, що партія не відповідає вимогам, якщо кількість дефектних одиниць Z_1 в вибірці першого ступеня рівна або більша значення Re_1 , вказаного для першого ступеня плану контролю.

7. Перейти до контролю другого ступеню, якщо кількість дефектних одиниць Z_1 , виявлених у вибірці першого ступеня контролю, більша Ac_1 і менша Re_1 . При переході на другий ступінь контролю необхідно виконати наступні дії:

7.1. Відібрати вибірку такого ж об'єму, як на першому ступені контролю.

7.2. Перевірити кожний виріб у вибірці і встановити вироби з дефектами.

7.3. Перерахувати дефекти виробу Z_2 , виявлені у вибірці другого ступеня контролю.

7.4. Скласти дефектні одиниці Z_2 , виявлені на другому ступені контролю, з дефектними одиницями Z_1 , виявленими на першому ступені контролю.

7.5. Порівняти отримане загальне число дефектних одиниць, виявлених у вибірці на першому і другому ступенях контролю, з Ac_2 і Re_2 другого ступеню плану контролю.

7.6. Вважати, що партія відповідає вимогам, якщо загальне число дефектних одиниць менше або рівне Ac_2 для другого ступеню контролю.

7.7. Вважати, що партія не відповідає вимогам, якщо загальне число дефектних одиниць дорівнює або більше Re_2 для другої ступені контролю.

Організація розробник		Карта контролю			Креслення
					Матеріал
Найменування				Аркушів	Аркуш
Код показника, що контролюється	Назва показника, що контролюється	Величина показника, що контролюється	Метод, інструмент контролю	Приймальний рівень дефектності, q	
000000	Загальносистемні показники				
.....	
000999	
001000	Системні показники	
.....	
999999	

Рисунок 2 – Схема карти контролю

Результати контролю записують у журналі обліку результатів приймання. За результатами контролю складається акт прийомки приймання по якості і комплектності. Але під час приймання може скластися ситуація, коли кількість дефектних одиниць може бути більше приймального числа Ac і менше бракувального числа Re . Рішення може бути одне з двох: партію виробів не бракувати або партію виробів бракувати. Партія не бракується, якщо додатково відомо, що протягом визначеного часу умови виготовлення виробів і стабільність технологічних процесів по ГОСТу 27.202-83 [9] залишаються приблизно однаковими. Партія виробів бракується у відповідності з класифікацією браку на усунений і не усунений, якщо невідомо, у яких умовах виготовляють вироби партії, що контролюється, або відомо, що стабільність технологічних процесів згідно ГОСТу 27.202-83 не відповідає нормованій.

Це дозволяє у першому випадку зменшити трудомісткість контролю при відмові від розбракування і у другому - усунути постачання браку споживачу. В обох випадках ефективність може бути біля 100%. Але для цього обов'язково треба мати додаткову інформацію про стан технологічного процесу виготовлення виробів, яку можливо збирати шляхом накопичення результатів контролю, або визначення показників стабільності технологічних процесів виготовлення.

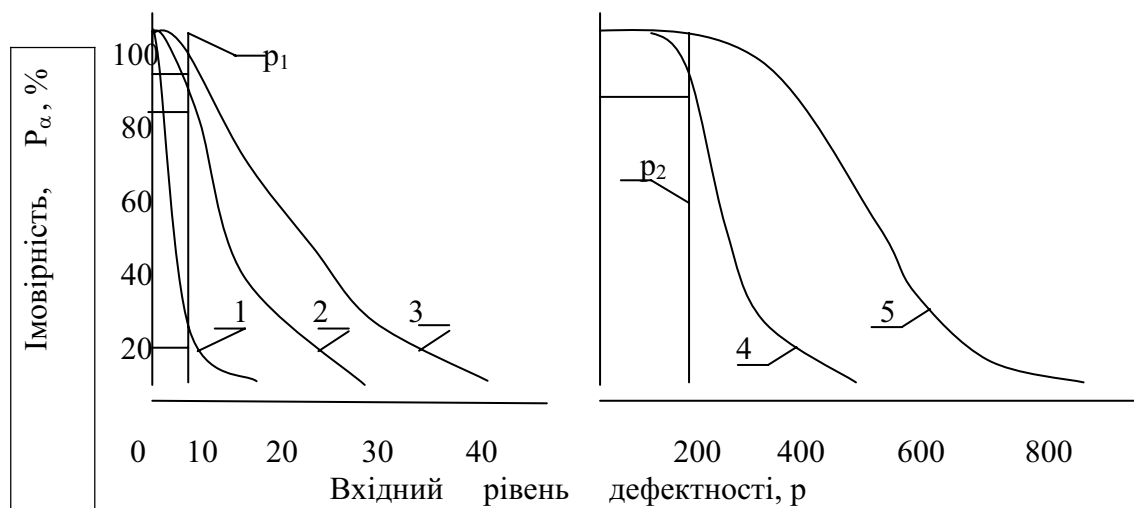
Як приклад, реалізація автоматичної обробки результатів спостережень за допомогою програмного забезпечення [10] наведено у таблиці 2. Дані таблиці отримані при вимірюваннях величини виступів різьбових з'єднань підвіски сошників зернових сівалок СЗ 3,6.

Таблиця 2 – Статистичні характеристики виступів різьбових з'єднань підвіски сошників зернових сівалок СЗ 3,6

Розміри виступів різьбових з'єднань підвіски сошників зернової сівалки СЗ 3,6							
№ п/п	Розмір, мм	№ п/п	Розмір, мм	№ п/п	Розмір, мм	№ п/п	Розмір, мм
1	2,1	13	6,5	25	9,9	37	8,1
2	1,0	14	5,2	26	1,7	38	3,2
3	11,7	15	3,1	27	9,0	39	6,6
4	1,0	16	6,8	28	4,3	40	5,5
5	9,9	17	9,6	29	9,2	41	6,2
6	5,0	18	3,0	30	3,1	42	7,5
7	6,4	19	9,6	31	7,1	43	5,5
8	5,1	20	1,2	32	8,1	44	4,8
9	8,0	21	11,3	33	10,0	45	6,2
10	5,5	22	1,0	34	3,1	46	2,5
11	7,4	23	10,5	35	5,7		
12	0	24	1,2	36	6,4		
Середнє арифметичне							5,773
Середнє квадратичне							3,163
Мода							1,0
Медіана							5,95
Min							0
Max							11,7

Важливу роль на визначення обсягу вибірки виробів з партії, яка контролюється, приймальних та бракувальних чисел і прийняття рішень на результати контролю і його достовірність впливає величина приймального рівню дефектності q (рис. 3). За його величиною вибирають план контролю на основі таблиці 1, складеною у відповідності з ГОСТ 18242-72, й приймають рішення про якість партії виробів. На рис. 3 наведені оперативні характеристики для планів статистичного контролю показників якості сільгосптехніки з приймальним рівнем дефектності: 1 – критичних $q=1$; 2 – значних $q=4$; 3 – значних $q=15$; 4 – малозначних $q=150$; 5 – малозначних $q=400$.

Достовірність контролю при веденні приймального рівня дефектності " q " забезпечується ранжуванням значень дефектів показників, що контролюються. На рис 3 наведено, що тільки при ранжуванні " q " можливе однозначне рішення. В протилежному випадку без їх ранжування по " q " пропускаються партії виробів при наявності критичних дефектів і відправляються в брак при малозначних дефектах (позиції p_1 і p_2). Імовірність приймання партії виробів P_α при цьому може мінятися від 0 до 100%.



1 – критичних $q=1$; 2 – значних $q=4$; 3 – значних $q=15$; 4 – малозначних $q=150$; 5 – малозначних $q=400$;
 p_1, p_2 – величина вхідного рівня дефектності і його вплив на P_α при різних "q"

Рисунок 3 – Оперативні характеристики для планів статистичного контролю показників якості сільгосптехніки з приймальним рівнем дефектності

Список літератури

1. ISO 9001:2008. Quality management systems - Requirements
2. ISO 9004:2000. Managing for the sustained success of an organization - A quality management approach
3. ДСТУ ISO 9001:2009. Система управління якістю. Вимоги.
4. ДСТУ ISO 9004:2001. Системи управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності.
5. ГОСТ 3.1102- 81. Взамен ГОСТ 3.1102-70. ЕСТД. Стадии разработки и виды документов.
6. ГОСТ 18242-72. Качество продукции. Статистический приёмочный контроль по альтернативному признаку. Планы контролю.
7. В.І. Рубльов. Особливості контролю якості сільгосптехніки при поставці і шляхи його реалізації. К.:Зб. наук.пр. НАУ "Механізація с.-г. виробництва".- 1998.-Т.4. - С. 148-153.
8. Рубльов В.І. Виготовлення - ведучий фактор забезпечення якості сільськогоспо-дарської техніки. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенко.- «Ресурсозберігаючі технології, матеріали та обладнання у ремонтному виробництві».Вип. 110,-Харків. 2011.- С. 285-292.
9. ГОСТ 27.202-83 Надежность в технике. Технологические системы. Методы оценки надежности по параметрам качества изготавливаемой продукции
10. Програмне забезпечення Microsoft Excel.

В.Рубльов, В. Опалко

Карти контролю качества зерновых сеялок для сбора и автоматической обработки и анализа

На основе современных мировых требований к системе менеджмента качества, основанном на процессном подходе, сформулированы составляющие карты контроля качества зерновых сеялок. В основу карт положены статистические методы контроля с использованием приемочного числа для каждого контролируемого показателя. Для автоматической обработки результатов контроля каждый показатель имеет код из шести цифр. Изложены правила использования карт при статистическом контроле и обработки его результатов в автоматическом режиме.

V.Rublov, V.Opalko

Maps of quality control of grain seeders for the collection and automated processing and analysis

Component maps of quality control of grain seeders were formed on the base of present-day world requirements to the system of quality management based on the processed approach. Statistical control methods with use of reception number for each index are put in the base of the maps checking. Each index has a code of six figures for automatic results processing. Rules of maps use at statistic control and processing of its results in automatic regime are stated. control, map control, quality, process, grain drills, statistical methods, statistical control, automatic processing of the results of control.

Одержано 18.10.12

УДК 631.331.54

**М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук, М.М. Петренко, проф., канд. техн. наук,
Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук**
Кіровоградський національний технічний університет

Теоретичні дослідження процесу дозування насіння під час висіву пневмомеханічними апаратами

Виділення одиничного насіння із загальної маси є початковим основоположним процесом у формуванні однорідного потоку. Від виконання цього процесу залежать всі наступні етапи дозування, які в кінцевому підсумку визначають якість роботи висівного апарату. Важливість ефективного виділення одиничного насіння від загальної маси полягає і в тому, щоб на основі вивчення цього процесу можна розробляти конструкції більш універсальних апаратів для висіву насіння різних культур, реалізуючи перспективні технології механізації в рослинництві. Дозування насіннєвого матеріалу сучасним висівним апаратів повинно також враховувати реальні умови виконання посіву

висівний апарат, насінина, присмоктувальна чарунка, склепоутворення

Україна має значний аграрний потенціал. Спрямованість економіки держави на аграрне виробництво потребує суттєвих змін у галузі сільськогосподарського машинобудування. Ці зміни повинні бути спрямовані на підвищення якісних показників роботи сільськогосподарських машин та знарядь. Посів зерна у ґрунт є однією з важливих та енерготрудомістких операцій. Тому, аналізуючи [1-3] процес однозернового висіву насіння просапних культур, ми прийшли до висновку, що посівний матеріал, який надходить під дією гравітаційних сил з бункера в насіннєву камеру пневматичного посівного апарату і далі до присмоктувальних чарунок вертикально розташованого диска, можна представити у вигляді рухомого потоку дискретних частинок сипучого тіла. Процес такого руху характеризується закономірностями безперервності руху потоку і підтримання сталості заданого рівня насіння в зоні присмоктування: обсяг частинок, що виносяться присмоктувальними чарунками з насінної камери, дорівнює обсягу частинок, що надходять з бункера по каналу витікання в порожнину насіннєвої камери апарату.

В цьому випадку, спираючись на відомі закономірності витікання та ознаки моделі сипкого тіла Л.В. Гячева, В.А. Богомягких [1-3], правомірно допущення про протікання під час руху посівного матеріалу безперервного процесу утворення і руйнування склепінь. В залежності від фізико-механічних властивостей посівного матеріалу та певного співвідношення конструктивно-технологічних параметрів висівного апарату допустима ймовірність переходу нестійких склепінь у фазу статично стійких. Тому безперервно рухомий потік дискретних частинок посівного матеріалу можна представити у вигляді «динамічного склепоутворюючого потоку» частинок сипучого тіла (рис. 1), який переміщується в різних порожнинах (ємностях) висівного пристрою з різних напрямків: вертикально вниз, горизонтально або під кутом до вертикалі (горизонталі).

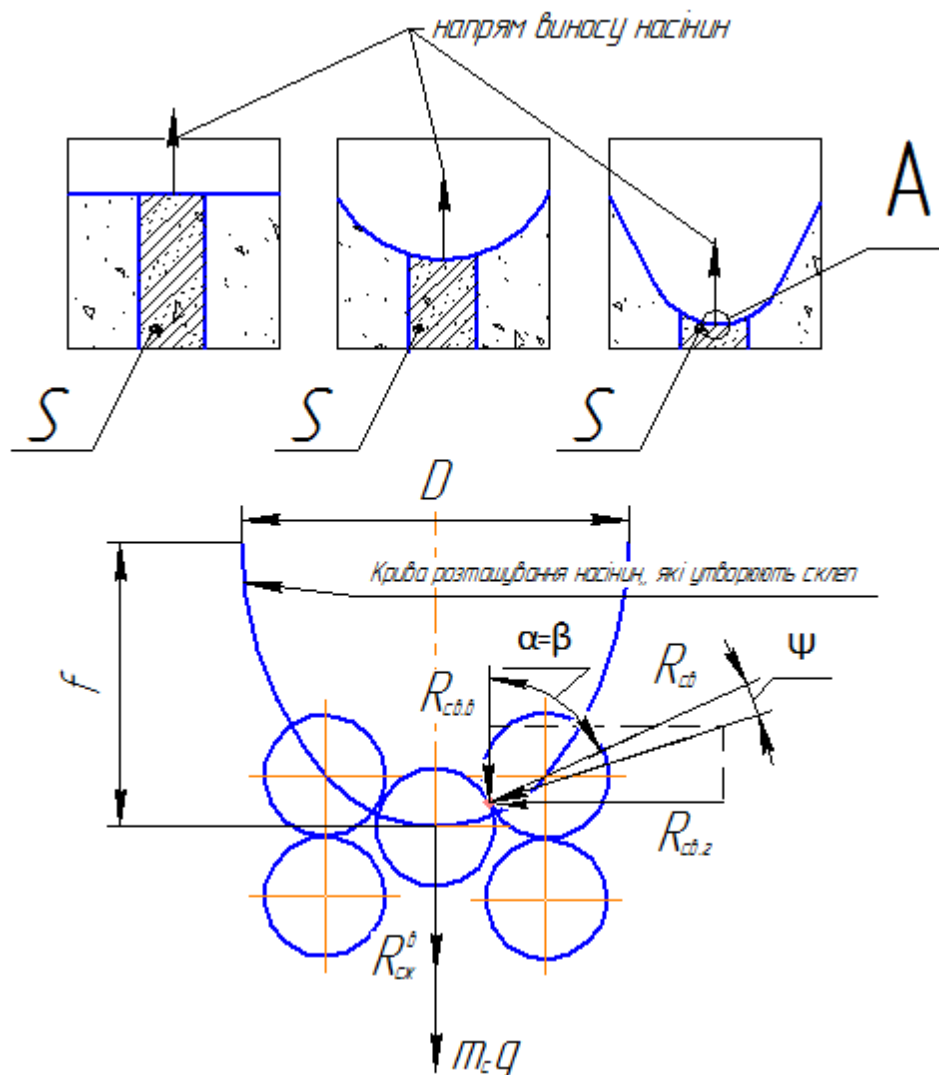


Рисунок 1 – Процес утворення «зворотного» склепу

Процес утворення «зворотного» склепу:

1) зменшується зона (рис. 1) можливого захоплення насіння, яка обмежена спектром всмоктування присмоктуються отвори і висотою стовпа сипкого тіла посівного матеріалу;

2) насіння, які утворюють внутрішню поверхню просторової еліпсоїдної воронки, ущільнюються, в результаті чого утворюється «зворотний» склеп;

3) в утвореному «зворотному» склепі на замкову частинку починають впливати зусилля $R_{св.б}$ і $R_{св.з}$ з боку прилеглих частинок склепу, визначені в дослідженнях [7-8] для статично стійкого склепу в класичному розумінні і використані нами стосовно до статично стійкого «зворотного» склепу.

$$R_{св.б} = \frac{\pi \cdot \gamma_c \cdot d_y \cdot g \cdot \sin \beta}{2 \cdot A \cdot k_c} \cdot \left[\frac{D}{2} + \left(f - \frac{d_y}{2} \cdot \cos \beta \right) \cdot \tan \alpha \right], \quad (1)$$

$$R_{св.з} = \frac{\pi \cdot \gamma_c \cdot d_y \cdot g \cdot \sin \beta}{2 \cdot A \cdot k_c \cdot \tan(\beta + \psi)} \cdot \left[\frac{D}{2} + \left(f - \frac{d_y}{2} \cdot \cos \beta \right) \cdot \tan \alpha \right], \quad (2)$$

$$A = 0,5 \cdot \left[\frac{1}{\tan(\beta + \psi)} + \tan(\alpha + \varphi) \right], \quad (3)$$

де ψ – кут внутрішнього тертя насіння, град;

β – кут укладання насіння в насіннєвій камері, град;

α – кут нахилу стінки насіннєвої камери до вертикалі, град;

γ_c – густина насіння, кг/м³;

d_y – приведений діаметр насінини, м;

k_c – коефіцієнт опору руху насіння.

Для аналізу впливу зусиль $R_{св.г}$ і $R_{св.в}$ на замкову частинку статично стійкого «зворотного» склепу за формулами в системі MathCAD були побудовані графічні залежності цих зусиль від можливої f висоти стріли склепу, представлені на рис. 2. При цьому брали до уваги, що величина f , виходячи з конструктивно-технологічних параметрів експериментального висівного апарату, може знаходитися в інтервалі 0-0,08 м [8]і.

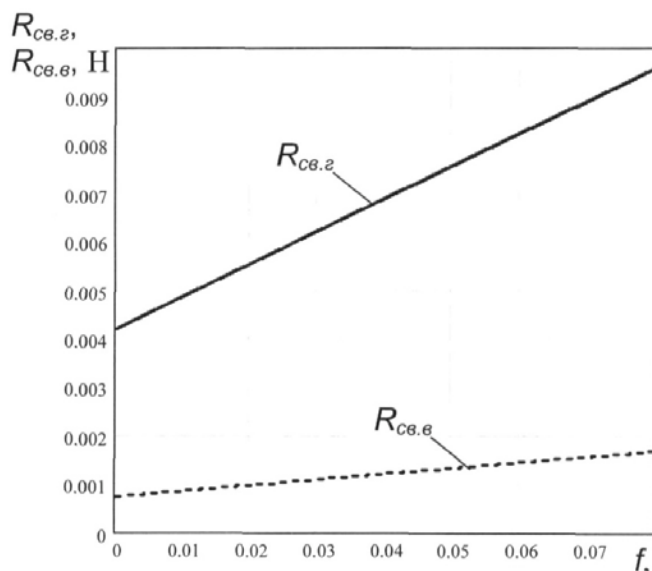


Рисунок 2 – Зміна зусиль, що діють на замкову частинку склепу, від його висоти f

З аналізу рис. 2 можна зробити висновок, що при збільшенні висоти f стріли склепу від 0 до 0,08 м, більшою мірою вплив на замкову частинку статично стійкого склепу надає зусилля $R_{св.г}$ та $R_{св.в}$ в меншій мірі. При цьому змінюється $R_{св.г}$ в інтервалі 0,004-0,0095 Н, $R_{св.в}$ - в інтервалі 0,0008-0,0018 Н.

Визначаємо умови захоплення насіння присмоктувальною чарункою. Розглядаючи процес захоплення насіння (рис. 1) присмоктувальною чарункою, домовимося, що початок заходу насіння в присмоктувальну чарунку визначається розташуванням точки А взаємного торкання даного насіння і поверхні висівного диска на кромці присмоктувальної чарунки. Будемо вважати, що точка А – точка «заходу» насінини до присмоктувальної чарунки.

В основу математичної моделі процесу захоплення насіння покладемо наступні допущення:

- точки «заходу» в різних місцях зони захоплення насіння розташовуються на одній і тій же окружності висівного диска, що збігається з траєкторією руху присмоктувальних чарунок;

- на траєкторії руху присмоктувальних чарунок відсутній активний шар насіння і насіння граничного шару, що контактують з поверхнею висівного диска в зоні руху присмоктувальних чарунок, позбавлені рухливості;

- процес захоплення насіння починається з моменту його рушання в точці «заходу» А й закінчується, коли поверхню насіння стикнеться з крайкою по всьому периметру присмоктувальної чарунки, при цьому насіння здійснює прямолінійний рух;

- в процесі захоплення насіння присмоктувальною чарункою швидкість повітряного потоку, що впливає на насіння, дорівнює швидкості повітряного потоку, створюваного в присмоктуються комірці;

- розрідження, створюване в площині присмоктуються осередки, відповідає розрідженню у вакуумній камері апарату.

У досліджуваній конструкції висівного апарату, на нашу думку, можливо три випадки захоплення насіння присмоктувальною чарункою. По-перше, захоплення насіння з обсягу сипкого тіла посівного матеріалу в момент надходження насіння на досить великій відстані від стінок насінневої камери висівного апарату. По-друге, захоплення насіння, що знаходиться в самій нижній частині насінневої камери і безпосередньо контактує зі стінками останньої. По-третє, захоплення замкової частинки статично стійкого «зворотного» склепу.

Захоплення насіння присмокту вальною чарункою можливий за умови перевищення рушійними силами сил опору, тобто при виконанні умови:

$$P_{\text{движ}} > P_{\text{сопр}} \quad (4)$$

У такому разі сила, необхідна для захоплення насіння, визначиться з виразу:

$$P_z > P_{\text{движ}} - P_{\text{сопр}} \quad (5)$$

$$P_{\text{сопр}} = F_{\text{тр.с}} + F_{\text{тр.д}}^x \quad (6)$$

$$P_{\text{движ}} = P_{\text{а.прис}} + P_{\text{сж}}^e \quad (7)$$

$$P_z > P_{\text{а.прис}} + P_{\text{сж}}^e - F_{\text{тр.с}} - F_{\text{тр.д}}^x \quad (8)$$

Аеродинамічна сила присмоктування, згідно з дослідженнями [5], визначається таким чином:

$$P_{\text{а.прис}} = m_c \cdot V_6^2 \cdot k_c \quad (9)$$

при цьому

$$V_6 = a_c \sqrt{\frac{2H_6}{\rho_6}} \quad (10)$$

де ρ_e – густина повітря, кг/м³;
 a_c – коефіцієнт лобового опору середовища.

Сили $F_{mp.c}$ и $F_{mp.d}^x$ згідно наведеної на рис. 3 схемою, визначаються з виразів:

$$F_{mp.c} = (P_{сж}^e + m_c \cdot g) f_\theta , \quad (11)$$

де f_θ – коефіцієнт внутрішнього тертя насіння;

$$F_{mp.d}^x = F_{mp.d} \cdot \sin \eta , \quad (12)$$

$$F_{mp.d} = N_\theta \cdot f_\theta , \quad (13)$$

де f_θ – динамічний коефіцієнт внутрішнього тертя насінин;

$$N_\theta = (P_{a.прис} + P_{сж}^e) \cos \eta . \quad (14)$$

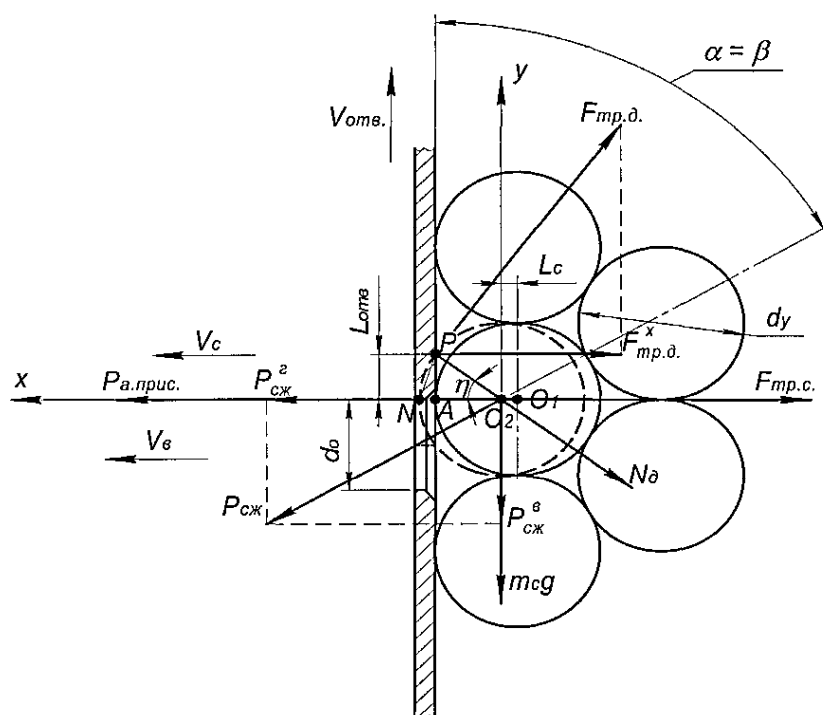


Рисунок 3 – Схема захоплення насіння присмоктувальною чарункою з обсягу сипкого тіла посівного матеріалу

Зі співвідношення умовного діаметру насінини і діаметру присмоктувальної чарунки величини $\sin \eta$ і $\cos \eta$ можна виразити таким чином

$$\cos \eta = (1 - d_0^2 d_y^{-2}) , \quad (15)$$

$$\sin \eta = \frac{d_0}{d_y} . \quad (16)$$

З урахуванням формул (14), (15), (16) та (17) вираз (13) можна представити у вигляді:

$$F_{mp,\delta}^x = (P_{a.npuc} + P_{cж}^2) \cdot (1 - d_0^2 \cdot d_y^{-2}) \cdot f_\delta . \quad (17)$$

З формули (9) аеродинамічна сила присмокування:

$$P_{a.npuc} > P_3 - P_{cж}^2 + F_{mp,c} + F_{mp,\delta}^x . \quad (18)$$

Внаслідок того, що під час відносного руху назустріч один одному присмокувальна чарунка та насіння за період часу присмокування t_{npuc} пройдуть шлях $L_{омв}$ та L_c зі швидкостями $V_{омв}$ і V_c , виконується наступне співвідношення:

$$\frac{L_c}{V_c} = \frac{L_{омв}}{V_{омв}} . \quad (19)$$

Відповідно силу, необхідну для захвату насіння присмокувальною чарункою, можна виразити:

$$P_3 = m_c \cdot \frac{V_c^2}{L_c} . \quad (20)$$

Із співвідношення сторін трикутників ΔPO_2N та ΔPNA виражаємо шляхи насінини та присмокувальної чарунки, які пройдено за час захвату:

$$L_c = 0,5 \cdot d_y \cdot (1 - (1 - d_0^2 \cdot d_y^{-2})) , \quad (21)$$

$$L_{омв} = 0,5 \cdot d_0 . \quad (22)$$

Вирішуючи рівняння (20), (22) и (23) відносно швидкості насінини та виражаючи швидкість присмокувальної чарунки через частоту обертання висівного диска, отримаємо:

$$V_c = \frac{\pi \cdot n_\delta \cdot R \cdot d_y \cdot [1 - (1 - d_0^2 \cdot d_y^{-2})^{0,5}]}{30 \cdot d_0} , \quad (23)$$

де R – радіус розташування присмокувальних чарунок, м.

Сумісне рішення рівнянь (22), (23) та (24) дозволило виявити співвідношення, яке визначає силу P_3 , необхідну для захвату насінини присмокувальною чарункою з об'єму сипучого тіла посівного матеріалу:

$$P_3 = \frac{0,02 \cdot m_c \cdot \pi^2 \cdot n_d^2 \cdot R^2 \cdot d_y \cdot \left[1 - (1 - d_0^2 \cdot d_y^{-2})^{0,5}\right]}{d_0} \quad (24)$$

Для графічного аналізу формул (23) и (245) в системі **MathCAD** були побудовані графічні залежності сили P_3 , необхідної для захвату насінини присмоктувальною чарункою з об'єму сипучого тіла посівного матеріалу та швидкості V_c насінини під час його захоплення від частоти оберту висівного диску (рис. 4).

З аналізу рис. 4 можна зробити висновок, що сила P_3 , яка необхідна для захвату насінини присмоктувальною чарункою з об'єму сипучого тіла посівного матеріалу при зміні частоти обертання висівного диску від 25 до 45 с^{-1} , повинна знаходитись в інтервалі 0,0019-0,0055 Н, при швидкості насіння під час його – в інтервалі 0,056-0,098 м/с.

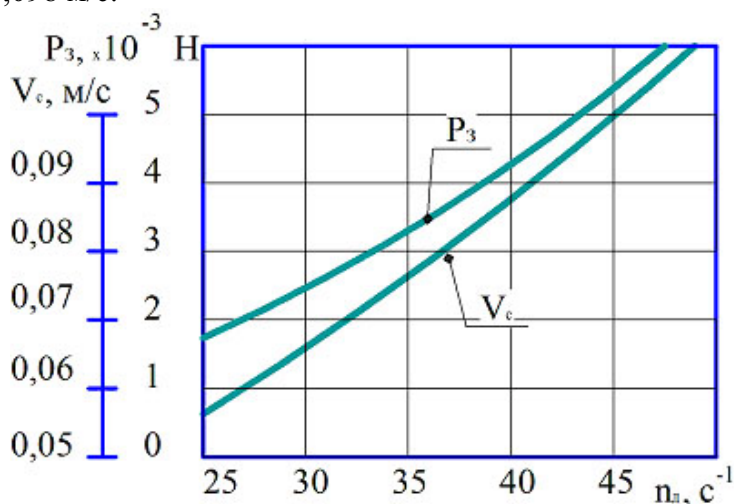


Рисунок 4 – Вплив частоти обертання висівного диску на силу захоплення і швидкість насінини

Рішення рівнянь (8-10) и (17) дозволило виявити співвідношення для визначення величини розрідження:

$$H_e > \frac{\rho_e \cdot d_y \cdot \left(P_3 + F_{mp,c} + 0,5 \cdot \pi \cdot \gamma_c \cdot g \cdot d_y^2 \cdot \sin \beta \cdot k_\phi \cdot \left[(1 - d_0^2 \cdot d_y^{-2})^{0,5} \cdot f_\delta \cdot d_0 - d_y \right] \right)}{2 \cdot m_c \cdot a_c^2 \cdot k_n \cdot \left[d_y - (1 - d_0^2 \cdot d_y^{-2})^{0,5} \cdot f_\delta \cdot d_0 \right]} \quad (25)$$

Після підстановки в рівняння (25) рівнянь (11), (14) і відповідних перетворень було отримано наступний вираз:

$$H_e > \frac{\rho_e \left\{ 0,1 m_c n_d^2 R^2 d_y^{-1} + \left[0,25 \pi \gamma_c g d_y^3 k_\phi (2 f_e \cos \beta + \sin \beta (f_\delta - 2)) + m_c g f_e \right] \right\}}{m_c a_c^2 k_n (2 - f_\delta)} \quad (26)$$

Після перетворення рівняння (27) з урахуванням значень кута β і властивостей обраної механічної моделі сипкого тіла посівного матеріалу, воно набуває наступний вигляд:

$$H_g > \frac{\rho_s \left\{ 0,1m_c n_d^2 R^2 d_y^{-1} + \left[8\gamma_c g d_y^3 k_\phi (1,5f_s + f_d - 2) + 10m_c g f_s \right] \right\}}{m_c a^2 k_n (2 - f_d)}, \quad (27)$$

Рівняння (28) при певних початкових умовах дозволило побудувати в системі *MathCAD* залежність величини розрідження необхідної для захвату насінини з об'єму сипучого тіла посівного матеріалу від частоти оберту висівного диска (рис. 5).

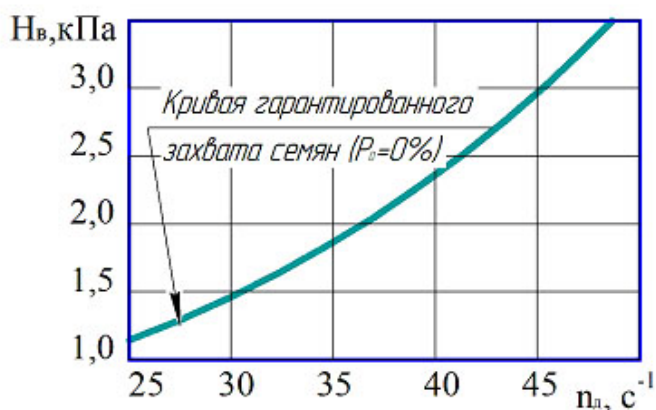


Рисунок 5 – Залежність величини розрідження від частоти обертання висівного диска

Аналіз графічної залежності (рис. 5) дозволяє зробити висновок, що для гарантованого захвату насінини присмоктувальною чарункою з об'єму сипучого тіла посівного матеріалу, при частоті оберту висівного диска в інтервалі 25-45 с⁻¹, необхідно створити розрідження в вакуумній камері висівного апарата величиною 1,2-3,5 кПа. Результати проведених досліджень можна використовувати в подальшому при визначенні теоретичних залежностей між параметрами пневмомеханічного апарата в процесі захвату та виноса насіння присмоктувальними отворами висівного диска з урахуванням можливого склепоутворення посівного матеріалу.

Список літератури

1. Науково-технологічні основи підвищення ефективності роботи висівних апаратів посівних машин. 05.05.11-машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва: автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук / М. О.Свірень. - Кіровоград : КНТУ, 2012. - 36 с.
2. Бондаренко П.А. К анализу процесса формирования однозернового потока высевы семян в аппаратах пневматической сеялки / П.А. Бондаренко, В.В. Лукьянец; Азово-Черномор. гос. агроинж. акад. - зерноград, 1999. - 22 с. - Деп. в ВИНТИ 19.08.99, № 2682 - В 99.
3. Бондаренко П.А. Обоснование условий присасывания семян ячейками высевяющего аппарата / П.А. Бондаренко, В.В. Лукьянец; Азово-Черноморская гос. агроинж. акад. - зерноград, 1999. - 14 с. - Деп. в ВИНТИ 19.08.99, № 2680 - В 99.
4. Богомягих В. А. Теория и расчет бункеров для зернистых материалов /В. А. Богомягих. - Ростов-н/Д; Изд-во РГУ, 1973. – 148 с.
5. Богомягих В.А. Интенсификация разгрузки бункерных устройств в условиях сводообразования зернистых материалов / В.А. Богомягих, П. А. Пепчук . - зерноград: ВНИИПТИМЭСХ, 1995. - 162 с.

6. Богомягих В.А. Обоснование параметров и режимов работы сводо- разрушающих устройств бункерных дозирующих систем сельскохозяйственных машин и установок / В.А. Богомягих, В. П. Трембич, А.И. Пахайло. – Зерно- град: ВНИИПТИМЭСХ, 1997. - 124 с.
7. Богомягих В.А. Процесс образования сводов в силосах и бункерах при истечении сыпучих материалов / В. А. Богомягих, В. Г. Ялтанцев, Т.Н. Семенов // Механика деформируемых систем в сельхозмашиностроении. – Ростов-на-Дону, 1974. -С. 115-119.
8. Лукьянец В. В. Совершенствование технологического процесса точного высева семян пропашных культур пневматической сеялкой (на примере дражированных семян сахарной свеклы): Дис. ... канд. техн. наук. – Зерноград, 1999.- 163 с.

Н.Свирень, Н.Петренко, Д.Богатырѐв, И.Павленко

Теоретические исследования процесса дозировка семена при высева пневмомеханическими аппаратами

Выделение единичного семян из общей массы начальный основополагающим процессом в формировании однородного потока. От выполнения этого процесса зависят все последующие этапы дозирования, которые в конечном итоге определяют качество работы высевающего аппарата. Важность эффективного выделения единичного семян от общей массы заключается и в том, чтобы на основе изучения этого процесса можно разрабатывать конструкции более универсальных аппаратов для высева семян различных культур, реализуя перспективные технологии механизации в растениеводстве. Дозировка семенного материала современных высевающих аппаратов должно также учитывать реальные условия выполнения посева

M.Sviren, M.Petrenko, D.Bohatyrov, I. Pavlenko

Theoretical studies of dosing sowing pneumatic seeds during

Isolation of a single seed from the masses is the initial fundamental process in the formation of a homogeneous flow. From this process, depend all the subsequent stages of the dosage, which ultimately determine the quality of the sowing machine. The importance of effective allocation of a single seed of the total mass lies in the fact that by studying this process can develop designs more versatile machines for sowing different crops, implementing advanced technology of mechanization in crop production. Dosage modern seed sowing machines should also take into account the actual conditions of crop performance

Отримано 16.10.12

УДК 621.664

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук,
М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, В.В. Русских, доц., канд.техн. наук,
К.Ю. Кулешкова, инж.**

Кировоградский национальный технический университет

Перспективы повышения технического уровня шестеренных насосов

В работе рассмотрены пути усовершенствования конструкций шестеренных насосов современных гидроприводов. В качестве основных направлений повышения технического уровня насосов предложено следующие: повышение давления рабочей жидкости, развиваемого насосом, удельного рабочего объема, коэффициента подачи, разгрузка подшипников, снижение пульсации, снижение шума.

шестеренный насос, гидропривод, гидромашина

В современных машинах объемный гидропривод находит все большее применение, вытесняя механические, гидродинамические, а в некоторых приводах и электромеханические приводы [1-4].

Совершенствование конструкций гидромашин и повышение их технических характеристик является основой этой тенденции. Современные гидромашинны отличаются большой мощностью, высоким КПД и надежностью при небольших габаритах.

При создании гидросистем современного уровня, рассчитанных на высокое давление, предпочтение отдают поршневым насосам. Однако поршневым гидромашинам присущ ряд существенных недостатков, что заставляет искать альтернативные объемные гидромашинны, работающие на иных принципах.

К таким объемным гидромашиннам относятся шестеренные насосы (НШ). Благодаря простоте конструкции, надежности и неприхотливости в эксплуатации этот тип насосов получил широкое распространение. В ряде отраслей машиностроения шестеренные насосы являются доминирующими. Так, например, в навесных системах отечественных тракторов сельскохозяйственного и промышленного назначения тягового класса от 6 до 150 кН применяются только насосы шестеренного типа.

Украина является основным производителем НШ среди стран СНГ. Ведущим украинским предприятием, производящим НШ является ПАТ «Гидросила». Объем НШ, производимых на Кировоградском ПАТ «Гидросила» составляет более 15...18% от мирового производства. Дальнейшее повышение технического уровня НШ позволит им занять более обширную нишу в гидросистемах техники.

Тенденции развития гидропривода. Одним из наиболее важных направлений развития гидромашин является повышение давления рабочей жидкости. Так, в настоящее время в зависимости от конструкции достигнуты следующие предельные значения давления рабочей жидкости [5]:

- в аксиально-поршневых насосах и гидромоторах - до 48 МПа;
- в пластинчатых насосах - до 21 МПа;
- в героторных гидромоторах - до 30 МПа;
- в шестеренных насосах и гидромоторах -до 32 МПа;
- в радиально-поршневых гидромоторах -до 45 МПа;
- в радиально-поршневых насосах-до 70 МПа.

Исследования показали, что стоимость изготовления гидроагрегатов одинаковой мощности, с возрастанием давления снижается, но только до давления 30...40 МПа [5]. Переход на более высокие давления в гидроагрегатах позволяет уменьшить их массу и габариты, а также снизить влияние газовой составляющей рабочей жидкости. Т.М. Башта в работе [6] отмечает, что повышение давления в гидросистеме самолета с 21,0 МПа до 28,0 МПа позволяет снизить массу элементов гидросистемы на 12...16%.

Перспективным направлением в развитии гидросистем является применение в гидроприводах регулируемых насосов и гидромоторов.

Широкое распространение регулируемых насосов и гидромоторов вызвано стремлением разработчиков к повышению КПД гидросистем и гидроприводов, обеспечению энергосбережения в производственном процессе, реализацией возможностей электрогидроавтоматики для "безлюдной" технологии или дистанционного управления.

Стремление к снижению габаритов и металлоемкости гидросистем и гидроприводов при одновременном росте их удельной мощности также является стратегическим направлением в развитии гидросистем и гидроприводов.

Из вышеизложенного следует, что основными перспективами дальнейшего развития гидросистем и гидроприводов является повышение рабочего давления, степени управления элементами, увеличение удельной мощности.

Сравнительный анализ технического уровня НШ по отношению к другим типам объемных насосов

Шестеренные насосы в сравнении с другими типами насосов отличаются простотой в изготовлении, низкой себестоимостью, простотой эксплуатации, нечувствительностью к загрязнению рабочей жидкостью, наличием только вращательного движения всего двух движущихся деталей [7].

Шлицевое разделение камер высокого и низкого давления, в отличие от клапанного, используемого в других типах насосов, обеспечивает НШ более высокую надежность. Данное преимущество дает возможность работать НШ в условиях высоких температур и запыленности в шахтах, карьерах, в сельскохозяйственном производстве, на дорожных и строительных машинах [8].

Физические принципы, заложенные в основу работы НШ, определяют большие потенциальные возможности и пути дальнейшего совершенствования конструкции насосов в направлении повышения его технического уровня.

С целью оценки технического уровня существующих типов насосов проведем сравнении по следующим характеристикам.

1. Давление, создаваемое насосом.
2. Геометрическая (теоретическая) подача насоса, которая определяется рабочим объемом насоса и максимальной частотой вращения привода;
3. КПД, который определяется коэффициентом подачи, гидравлическим и механическим КПД;
4. Надежность насоса, в частности его долговечность, определяемая безотказностью и техническим ресурсом насоса.
5. Соотношение цена/качество изготовления насоса.
6. Стоимость эксплуатации НШ, которая определяется стоимостью преобразования единицы механической энергии в гидравлическую, что, в свою очередь, определяется общим КПД насоса; конструкционной возможностью регулирования насоса, что по существу определяет КПД гидросистемы в целом; стоимостью затрат на поддержание насоса в исправном состоянии, которая определяется надежностью насоса; стоимостью используемой рабочей жидкостью и затратами на ее охлаждение, очистку и замену вследствие ее старения; стоимостью

утилизации рабочей жидкостью и насоса в конце его жизненного цикла.

7. Универсальность насоса, что дает возможность его использования во всех областях техники, в частности в неблагоприятных условиях работы.

8. Возможность регулирования и реверсирования подачи, что дает возможность обеспечить рекуперацию энергии.

Поршневые насосы в настоящее время занимают ведущее положение среди объемных насосов [5]. Но, несмотря на преобладающее положение, поршневым насосам присущи ряд недостатков [9, 10], которые сдерживают их распространение и определяют необходимость использования других типов гидромашин.

В табл. 1 представлены результаты сравнительного анализа объемных насосов по основным техническим характеристикам. Более подробно указанный анализ в виде соответствующих графических зависимостей представлен в [11] и монографии [12]. Поскольку каждый конкретный параметр зависит как от типа насоса, так и от его рабочего объема, оценить степень совершенства в абсолютных значениях соответствующего параметра не предоставляется возможным. Поэтому такая оценка произведена в баллах, при максимальной оценке в 5 баллов.

Таблица 1 - Результаты анализа технического уровня насосов объемного типа по основным параметрам

Технический параметр	Тип объемного насоса по принципу действия			
	поршневой	шестеренный	пластинчатый	винтовой
Давление, МПа	5,0	4,0	2,5	2,0
Максимально допустимая угловая скорость привода насоса, в зависимости от рабочего объема, с ⁻¹	3	4,5	3,5	5,0
Коэффициент подачи, в зависимости от давления, %	5,0	4,8	2,8	2,0
Коэффициент подачи, в зависимости от частоты вращения, %	5,0	4,7	2,5	2,0
Общий КПД насоса в зависимости от давления, %	5,0	4,8	2,0	1,5
Всасывающая способность, Па	4,0	4,0	3,0	2,5
Удельная мощность кВт/кг	3,0	5,0	2,5	1,0
Шум, генерируемый насосом	2,0	3,0	4,0	5,0
Себестоимость производства	4	5	3	2,5
Сумма баллов:	36	39,8	25,8	23,5
Средний балл:	4,0	4,42	2,87	2,61

Из табл. 1 видим, что поршневые насосы по основным техническим параметрам таким, как давление, коэффициент подачи, общий КПД в занимают ведущие позиции. Однако суммарные баллы, набранные поршневыми насосами и НШ, а также средний балл сравнимы между собой. Это говорит о том, что НШ по своему техническому уровню не только достигают уровня поршневых насосов, но и превосходят их.

Перспективы дальнейшего повышения технического уровня шестеренного насоса типа НШ

Как показывают результаты исследований [13], повысить давление, развиваемое НШ, можно путем уменьшения зазоров в сопряжениях деталей. Однако это сопряжено с необходимостью повышения точности изготовления, что требует приобретения более

точного и дорогостоящего оборудования.

Одним из вариантов решения задачи является селективная подборка деталей насоса при его сборке, эффект применения которой соответствует повышению точности изготовления деталей на один класс. Однако такой метод приемлем для единичного и мелкосерийного производства и связан с серьезными организационными преобразованиями производства.

Вторым вариантом являются конструктивные решения, направленные на повышение гидросопротивления в каждом сопряжении или устранением зазоров в этих сопряжениях, например, переходом на одну цельную деталь. Так, например замена втулок на «восьмерки», позволяет устранить зазор в стыках втулок. Также, в качестве примера конструктивного решения проблемы сборки насоса, является отказ от втулок вообще и переход на формирование подшипников в корпусе и крышке НШ. По этой схеме ОАО «Гидросила» выпускает насосы типа НШ-М и «Master». Этот пример иллюстрирует устранения нежелательных зазоров в принципе.

В последних наших разработках предлагается конструкция НШ, в которой устраняется торцовое сопряжение ведомой шестерни, а, как известно доля утечек на торцовые зазоры НШ составляет 70...80% от общего объема утечек.

Все еще актуальным остается повышение удельного рабочего объема, который позволяет увеличить основные удельные показатели НШ, в частности, удельную мощность, приходящуюся на единицу массы и объема НШ. Пути решения данной задачи описаны в [14 - 18]. В данных работах приведены результаты исследований по увеличению коэффициента использования объема венцов шестерен.

Коэффициент использования объема венцов шестерен серийных НШ не превышает $K_{V_0} = 0,30$. В предлагаемых конструкциях насосов, с учетом определенных ограничений, накладываемых предприятием изготовителем $K_{V_0} = 0,3323$ [14 -18]. Оптимальный коэффициент использования объема венцов шестерен без учета ограничений предприятия-производителя достигает $K_{V_0} = 0,417$, а в некоторых случаях и выше. В перспективе стоит задача разработки насоса с $K_{V_0} = 1,0$, формальное решение которой может быть достигнуто в случае, когда тело зуба превратиться в пластину. В настоящее время задача решена на теоретическом уровне. Продолжаются поисковые исследования, позволяющие реализовать данную идею в конструкции НШ.

Следующим путем развития конструкции НШ является разработка способов гидравлической разгрузки подшипников насоса.

Силовое давления рабочей жидкости на венцы шестерен, усилие от которых воспринимается цапфами и подшипниками качающего узла, во многом определяет совершенство конструкции, технический уровень НШ.

Одной из наиболее распространенных способов снижения силового воздействия на подшипники НШ является применение схемы, при которой гидравлическая разгрузка подшипников производится путем увеличения зоны высокого давления. Дальнейшее увеличение зоны высокого давления даст возможность сократить длину подшипников, а значит и всего НШ в целом. Но для увеличения зоны высокого давления требуется использовать шестерни с увеличенным числом зубьев, что снижает коэффициент использования венцов шестерни НШ. Отсюда следует, что существует оптимальное число зубьев шестерен, которое обеспечивает минимальные размеры подшипников.

Другими словами возможно найти такие оптимальные параметры зубчатого зацепления, при которых габаритные размеры качающего узла, а значит и всего НШ, будут минимальны для заданных условий проектирования.

Важнейшими исследованиями, направленными на совершенствование технического уровня НШ является повышение коэффициента подачи. Для достижения этой цели были разработаны новые физико-математическая и математическая модели внутренних утечек в НШ. До настоящего времени не существовало методики расчета внутренних утечек расчета жидкости в НШ, которые до сих пор определяются экспериментально [19]. На данный момент проведены исследования, результаты которых изложены в публикациях [20-23]. Данные, полученные в процессе исследований могут и должны быть использованы в процессе расчета объема внутренних утечек через зазоры в сопряжениях НШ, а также при разработке мероприятий, направленных на повышение давления, развиваемого НШ.

В последнее время ведутся работы направленные на снижение пульсации мгновенной подачи рабочей жидкости в НШ. Получены теоретические результаты, которые устраняют неточности физико-математических и математических моделей существующих теорий. Разработанные в ходе теоретических исследований новые физико-математические и математические модели дают все основания полагать, что геометрическая пульсация мгновенной подачи и давления в процессе работы НШ практически отсутствует. Эти выводы в полной мере были подтверждены и дополнены теоретико-экспериментальными исследованиями.

Остаточные явления пульсации мгновенной подачи и давления не носят системного характера и могут быть устранены. Предполагается дальнейшие исследования направить на разработку теоретических основ устранения пульсации подачи и давления. Решение этой проблемы позволит значительно улучшить функциональные возможности НШ.

Одним из недостаточно исследованных направлений в теории шестеренного насоса является процесс всасывания. Это объясняется тем, что современные НШ отличаются высокими общим и объемным КПД. Частота вращения не превосходит 60 c^{-1} и не сказывается на качестве заполнения рабочих камер НШ. С увеличением частоты вращения привода возможно повысить все удельные показатели НШ пропорционально росту частоты вращения. Следовательно, при разработке перспективных конструкций НШ необходимо учитывать возможность увеличение частоты вращения и уделять внимание исследованию процесса всасывания рабочей жидкости.

Не до конца исследована проблема повышения объемной подачи НШ. Все еще остается нераскрытым механизм процесса компрессии и декомпрессии рабочей жидкости в объемной подачи. В монографии автора [12] затронута серьезная проблема потери потенциальной энергии рабочей жидкости под давлением в объемной подаче, которая переносится в камеру всасывания. Решение этой проблемы позволит повысить общий КПД НШ.

Важным вопросом остается проблема регулирования подачи НШ. На данный момент имеется опыт успешной разработки НШ с регулируемой подачей [24-27]. Считаю необходимыми дальнейшие разработки этого перспективного направления. При успешном решении ряда задач, основной из которых на сегодня является повышение коэффициента регулирования, возможно получить НШ с регулируемой подачей, который по своей стоимости будет, как минимум, на порядок меньше чем существующие конструкции регулируемых объемных насосов - пластинчатых и аксиально-поршневых.

Важнейшим направлением исследований является изучение динамических характеристик не только НШ, но и других типов регулируемых насосов объемного типа. Отсутствие исследований подобного рода объясняется тем, что они лежат на стыке наук – гидромашин и гидроприводы и автоматическое регулирование

производственных процессов. Помимо этого, сравнительно низкие скорости и ручное управление не предъявляли до настоящего времени к системам управления высоких требований по точности. На данный момент резкое возрастание скоростей производственных процессов предъявляют повышенные требования к точности и скорости регулирования, что, в свою очередь, вызывает необходимость разработки новых методик расчета и проектирования гидроприводов и гидроавтоматики. Выполнение таких расчетов требует тщательного изучения динамических характеристик элементов гидропривода.

Повышение нагрузок и скоростей в современных образцах техники сопровождается увеличением уровня их шума. Шестеренные насосы не являются исключением в этом плане. Меры борьбы с шумом в шестеренных насосах, встречающиеся в литературных источниках, носят, как правило, рекомендательный характер, а действительно эффективных способов снижения шума на данный момент не разработано. Следовательно, задачу улучшения шумовых характеристик также следует считать актуальной.

Также следует отметить, что недостаточно изучена энергетическая сторона рабочего процесса НШ, в частности процессы, связанные с потерей энергии на нагрев рабочей жидкости, а также факторы влияющие на механический КПД.

Выводы. При проектировании гидроприводов техники в качестве гидромашин целесообразно применение шестеренных насосов, которые владеют рядом важных преимуществ в сравнении с другими типами насосов. Принципы, по которым работают шестеренные насосы, определяют большие потенциальные возможности и пути дальнейшего совершенствования их конструкций в направлении повышения технического уровня. Основными направлениями усовершенствования НШ являются: повышение давления рабочей жидкости, развиваемого насосом, удельного рабочего объема, коэффициента подачи, разгрузка подшипников, снижение пульсации, снижение шума.

Список литературы

1. Васильченко В.А. Регулируемые гидропередачи строительных и дорожных машин за рубежом / Васильченко В.А., Додин Л. Г. // Обзор. - М.: ЦНИИТЭИ-строймаш, 1975. - 50 с.
2. Васильченко В.А. Основные направления развития аксиально-поршневых насосов и гидромоторов для мобильных машин / Васильченко В.А., Додин Л.Г., Син М.А. //Строительные и дорожные машины. - 1983. - № 10. - С. 16-18.
3. Kroll Hr. Product section axial piston units // BRM Int. sales conf, June 2002. - Bosch Rexroth Groupe, JSCO2002. - 2002. - 17 s. //http://www.boschrexroth.com. - 2003.
4. Mayr A. Hydrostatische Tahrntriebe // O+P "Olhydraulik und Pneumatik". - 1985. - Vol. 29, № 7. - S. 516 - 525.
5. Аврунин Г. А. Анализ современного технического уровня гидрообъемных передач / Аврунин Г. А., Кабаненко И. В., Хавиль В. В. // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 4 (30) – С. 3-6.
6. 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.
7. 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.
8. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / [Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А.]; под ред. д.т.н., проф. В.Н Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 399 с.
9. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / [Прокофьев В.Н., Данилов Ю.А., Кондаков Л.А. и др.]; под ред. д.т.н., проф. Прокофьева В.Н. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с.
10. Николенко И.В. Тенденции развития и технический уровень аксиально-поршневых гидромашин с регулируемым рабочим объемом / Николенко И.В. //Промислова гідравліка і пневматика. – 2004.

- № 1 (3), – С. 49-54.
11. 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.
 12. 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.
 13. Кулешков Ю.В.Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе [Кулешков Ю.В., Кулешкова К.Ю., Руденко Т.В., М.В. Красота] / Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. - 2012 – Вип. № 42 . С. 103-111.
 14. Черновол М.І. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму. / Черновол М.І., Кулешков Ю.В. // Вісник аграрної науки, травень 2011.– № 5. – С. 42 – 45.
 15. Черновол М.І. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки / Черновол М.І., Кулешков Ю.В // Вісник аграрної науки, серпень 2008. – № 8. – С. 52 - 54.
 16. 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» – Кировоград, КНТУ, 2008. – № 21. – С. 253 – 262.
 17. Кулешков Ю.В. Повышение удельной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А. // MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin, 2009. – S.193 – 206.
 18. Кулешков Ю.В. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осін Р.А. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація, Випуск 23. – Кировоград: 2010.– С. 278 – 390.
 19. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
 20. Кулешков Ю.В. Підвищення гідравлічного опору в радіальних спряженнях насосів типу НШ. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць КДТУ Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Випуск 8. – Кировоград: КДТУ. - 2001.- С.3 – 7.
 21. Кулешков Ю.В. Втрати робочої рідини через радіальний зазор в сучасних шестеренних насосах типу НШ. / Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Матвієнко О.О. // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. Випуск № 8 «Підвищення надійності відновлюємих деталей машин». Том 2.– Харків: 2001.– С. 87 – 90.
 22. Кулешков Ю.В. Аналіз математичних моделей втрат робочої рідини через радіальний зазор шестеренного насоса типу НШ / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 17. – Кировоград: 2006.– С. 205– 208.
 23. Кулешков Ю.В. Математическая модель торцевых радиально направленных утечек в шестеренном насосе типа НШ. / Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. Випуск 20.– Кировоград, 2008.– С. 284-292.
 24. 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.
 25. Кулешков Ю.В., Математична модель об'єму робочої камери шестеренного насоса з регульованою подачею / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету “Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація сільськогосподарських машин. - Вип. 16. – Кировоград: КНТУ, 2005. – С. 198 – 206.
 26. Кулешков Ю.В.. Теоретическое определение подачи шестеренного насоса с регулируемой

- подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Промислова гідравліка і пневматика № 2 (8) 2005 р. С.114 - 119.
27. Кулешков Ю.В. Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, Випуск № 35, Кіровоград: КДТУ 2005.- С. 127 – 135.

Ю. Кулешков, Т. Руденко, М. Красота, В. Русских К. Кулешкова
Перспективи підвищення технічного рівня шестеренних насосів

В роботі розглянуті шляхи удосконалення конструкцій шестеренних насосів сучасних гідроприводів. Основними напрямками підвищення технічного рівня насосів визначено наступні: підвищення тиску робочої рідини, що розвивається насосом, коефіцієнту подачі, розвантаження підшипників, зниження пульсації та шуму.

Y.Kuleshkov, T. Rudenko, M. Krasota, V. Russkih, K.Kuleshkova
Prospects of increase of technical level of cog-wheel pumps

The ways of improvement of constructions of cog-wheel pumps of modern gidroprivodov are in-process considered. As basic directions of increase of technical level of pumps the followings are offered: increase of pressure of working liquid, developed a pump, specific swept volume, coefficient of serve, unloading of bearings, decline of pulsation, decline of noise.

Получено 10.10.12

УДК 62-755: 62-752

Г.Б.Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, І.І.Філімоніхіна, канд. фіз.-мат. наук
Кіровоградський національний технічний університет

До визначення умов зрівноваження швидкообертових роторів сільськогосподарських машин пасивними автобалансирами

Обґрунтований енергетичний метод визначення умов настання автобалансування при зрівноваженні роторів на осесиметричних опорах пасивними автобалансирами, заснований на використанні функції Гамільтона. Метод застосований до найбільш актуальної для сільськогосподарських машин моделі ротора, що здійснює просторовий рух і динамічно зрівноважується двома автобалансирами.

ротор, пасивний автобаланси́р, автобалансування, сільськогосподарська машина

В сільському господарстві і в переробній промисловості широко використовуються машини з швидкообертовими роторами, що здійснюють щодо машини просторовий рух [1,2]. Прикладами таких роторів є крильчатки осьових і відцентрових вентиляторів, барабани дробарок, молотарок чи екстракторів, центрифуг, сепараторів відцентрових машин у переробній і харчовій промисловості тощо.

Для зрівноважування на ходу таких роторів застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові [3-6]. В них коригувальні вантажі (КВ) при певних умовах з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і потім обертаються разом з ним як одне ціле навколо подовжньої

- подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Промислова гідравліка і пневматика № 2 (8) 2005 р. С.114 - 119.
27. Кулешков Ю.В. Анализ существующих конструктивных решений шестеренных насосов с регулируемой подачей. / Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, Випуск № 35, Кіровоград: КДТУ 2005.- С. 127 – 135.

Ю. Кулешков, Т. Руденко, М. Красота, В. Русских К. Кулешкова
Перспективи підвищення технічного рівня шестеренних насосів

В роботі розглянуті шляхи удосконалення конструкцій шестеренних насосів сучасних гідроприводів. Основними напрямками підвищення технічного рівня насосів визначено наступні: підвищення тиску робочої рідини, що розвивається насосом, коефіцієнту подачі, розвантаження підшипників, зниження пульсації та шуму.

Y.Kuleshkov, T. Rudenko, M. Krasota, V. Russkih, K.Kuleshkova
Prospects of increase of technical level of cog-wheel pumps

The ways of improvement of constructions of cog-wheel pumps of modern gidroprivodov are in-process considered. As basic directions of increase of technical level of pumps the followings are offered: increase of pressure of working liquid, developed a pump, specific swept volume, coefficient of serve, unloading of bearings, decline of pulsation, decline of noise.

Получено 10.10.12

УДК 62-755: 62-752

Г.Б.Філімоніхін, проф., д-р техн. наук, І.І.Філімоніхіна, канд. фіз.-мат. наук
Кіровоградський національний технічний університет

До визначення умов зрівноваження швидкооберткових роторів сільськогосподарських машин пасивними автобалансирами

Обґрунтований енергетичний метод визначення умов настання автобалансування при зрівноваженні роторів на осесиметричних опорах пасивними автобалансирами, заснований на використанні функції Гамільтона. Метод застосований до найбільш актуальної для сільськогосподарських машин моделі ротора, що здійснює просторовий рух і динамічно зрівноважується двома автобалансирами.

ротор, пасивний автобаланси́р, автобалансування, сільськогосподарська машина

В сільському господарстві і в переробній промисловості широко використовуються машини з швидкообертковими роторами, що здійснюють щодо машини просторовий рух [1,2]. Прикладами таких роторів є крильчатки осьових і відцентрових вентиляторів, барабани дробарок, молотарок чи екстракторів, центрифуг, сепараторів відцентрових машин у переробній і харчовій промисловості тощо.

Для зрівноважування на ходу таких роторів застосовуються пасивні автобалансири (АБ), такі як кульові, кільцеві, маятникові [3-6]. В них коригувальні вантажі (КВ) при певних умовах з часом самі приходять в положення, в якому зрівноважують ротор і потім обертаються разом з ним як одне ціле навколо подовжньої

осі ротора (поки не почне змінюватися дисбаланс, кутова швидкість обертання ротора, чи не з'являться збурення іншого походження). Такі рухи називатимемо основними. Роторні системи з пасивними АБ можуть здійснювати і побічні усталені рухи, у яких ротор не зрівноважений і обертається не навколо подовжньої осі. В зв'язку з цим для визначення умов настання автобалансування відшукуються всі усталені рухи системи ротор-АБ і оцінюється їх стійкість. Автобалансування наставатиме за умови стійкості основних рухів і нестійкості побічних. Огляд основних методів і результатів з розв'язання цієї задачі наведений у роботі [6]. Серед всіх методів виділяється енергетичний підхід, застосований у роботі [7] без належного обґрунтування до ротора, що здійснює плоскопаралельний рух і зрівноважується двокульовим АБ. Перевагою цього підходу є те, що для його реалізації не треба складати і досліджувати диференціальні рівняння руху системи, а треба досліджувати на екстремум певну енергетичну функцію.

В цій роботі розвивається і обґрунтовується енергетичний метод визначення умов настання автобалансування, заснований на використанні функції Гамільтона, який є узагальненням підходу, застосованому у роботі [7]. Метод застосовується до найбільш актуальної для сільськогосподарських машин моделі ротора, що здійснює просторовий рух і динамічно зрівноважується двома автобалансирами.

1. *Обґрунтування енергетичного методу визначення умов настання автобалансування*

Енергетична функція і закон її зміни. Будемо розглядати роторні системи, у яких:

- 1) ротор установлений на осесиметричні пружні опори (з малими силами опору, якими можна нехтувати);
- 2) ротор обертається із сталою кутовою швидкістю;
- 3) відносному рухові КВ перешкоджають сили в'язкого опору.

Узагальнені координати, що визначають рух системи, будемо вводити відносно рухомої системи координат, яка синхронно обертається разом з ротором.

Запишемо для певної розглядуваної системи рівняння Лагранжа II роду [8]

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad / i = \overline{1, N} / , \quad (1)$$

де L – функція Лагранжа;

q_i, \dot{q}_i – узагальнені координати і швидкості;

Q_i – узагальнена сила, що відповідає непотенціальним силам;

N – кількість ступенів вільності системи.

Зауважимо, що функція L не залежить від часу. Розглянемо

$$\frac{dL}{dt} = \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial L}{\partial q_i} \dot{q}_i + \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \ddot{q}_i \right) = \sum_{i=1}^N \left[\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \dot{q}_i \right) - \dot{q}_i Q_i \right].$$

Звідки знаходимо

$$\frac{d}{dt} \left(\sum_{i=1}^N \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \dot{q}_i - L \right) = \sum_{i=1}^N \dot{q}_i Q_i, \quad (2)$$

де враховано, що $\partial L / \partial t = 0$. Позначимо через

$$H^* = \sum_{i=1}^N \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \dot{q}_i - L \quad (3)$$

функцію Гамільтона, виражену через узагальнені координати і швидкості.

Для механічних систем [8]

$$L = T - \Pi = T_2 + T_1 + T_0 - \Pi,$$

де T_2, T_1, T_0 - складові кінетичної енергії, які є відповідно квадратичною, лінійною формою узагальнених швидкостей, і незалежною від цих швидкостей частиною;

Π - потенціальна енергія системи.

З огляду на теорему Ейлера про однорідні функції одержимо:

$$H^* = T_2 + \Pi - T_0. \quad (4)$$

Зауважимо, що функція H^* не залежить від часу, $\sum_{i=1}^N \dot{q}_i Q_i = -2\Phi$, де Φ - позитивно визначена дисипативна функція Релея, що залежить тільки від узагальнених швидкостей відносного руху приєднаних тіл.

Для систем, що розглядаються, маємо такий закон зміни функції H^* :

$$dH^* / dt = -2\Phi. \quad (5)$$

На підставі (5) можна стверджувати, що на усталених рухах системи, на яких немає відносного руху КВ, функція Гамільтона H^* приймає екстремальне чи критичне значення.

Узагальнені рівняння усталених рухів. Для пошуку усталених рухів системи треба використовувати функцію H^* при нульових значеннях узагальнених швидкостей. Із використанням рівнянь Лагранжа II роду одержуємо рівняння усталених рухів системи у вигляді

$$\partial \tilde{H}^* / \partial q_i = 0, \quad / i = \overline{1, N} / , \quad \tilde{H}^* = \Pi - T_0. \quad (6)$$

При одержанні цих рівнянь враховано, що на усталених рухах

$$\tilde{H}^* = \Pi - T_0 = -\tilde{L}.$$

Виділимо в (6) рівняння, які відповідають узагальненим координатам, що визначають відносні положення тіл АБ. Нехай це перші n рівнянь. Решта $m = N - n$ рівнянь відповідатиме узагальненим координатам, визначаючим рух ротора. Тоді рівняння (6) приймуть вигляд

$$\partial \tilde{H}^* / \partial q_i = 0, \quad / i = \overline{1, n} / , \quad \partial \tilde{H}^* / \partial q_j = 0, \quad / j = \overline{n+1, n+m} / , \quad \tilde{H}^* = \Pi - T_0. \quad (7)$$

Рівняння (7) є системою нелінійних алгебраїчних рівнянь. Її розв'язки визначають усталені рухи системи, у яких тіла АБ обертаються разом з ротором як одне ціле.

Оцінка стійкості усталених рухів. Припустимо, що з часом рух роторної системи обов'язково встановлюється і починає здійснюватися один з усталених рухів, у якому система обертається як одне жорстке ціле навколо осі, що проходить через центри опор. Тоді математично строго можна довести, що усталений рух, на якому функція \tilde{H}^* має найбільше значення - нестійкий, а найменше значення - стійкий. У переважній більшості задач функція \tilde{H}^* не є позитивно визначеною. Тому дослідження її на екстремум по всім узагальненим координатам даватиме нестійкість усталених рухів. Але можливе дослідження функції Гамільтона на умовний екстремум, за умов, що виконується частина рівнянь усталених рухів, що відповідає за рух ротора. В цьому випадку досліджується відносна рівновага тіл АБ за умови, що рух ротора встановився. За допомогою такого підходу можна одержувати необхідні умови стійкості, або достатні умови нестійкості цих рухів.

Для стійкості усталеного руху чи сім'ї необхідно, щоб функція Гамільтона мала на ньому чи на сім'ї умовний мінімум (абсолютний чи локальний), а для нестійкості -

достатньо щоб функція Гамільтона не мала на ньому чи на сім'ї навіть умовного неізольованого мінімуму.

Нехай у якості в'язей обрані рівняння усталеного руху системи, які відповідають координатам, що визначають рух ротора

$$\partial \tilde{H}^* / \partial q_j = 0, \quad / j = \overline{n+1, n+m} / . \quad (8)$$

Знайдемо з цих рівнянь узагальнені координати ротора як функції узагальнених координат тіл АБ

$$q_j = q_j(q_1, \dots, q_n), \quad / j = \overline{n+1, n+m} / . \quad (9)$$

Підставимо ці координати у функцію \tilde{H}^* Гамільтона, одержимо

$$\tilde{H} = \tilde{H}^*[q_1, \dots, q_n; q_{n+1}(q_1, \dots, q_n), \dots, q_{n+m}(q_1, \dots, q_n)]. \quad (10)$$

Введемо позначення

$$a_{ij} = \partial^2 \tilde{H} / \partial q_i \partial q_j, \quad / i, j = \overline{1, n} / . \quad (11)$$

Нехай на певному усталеному русі

$$q = \tilde{q}, \quad a_{ij} = \tilde{a}_{ij}, \quad / i, j = \overline{1, n} / . \quad (12)$$

Тоді, відповідно до критерію Сильвестра, умовами мінімуму \tilde{H} на цьому усталеному русі будуть умови:

$$\tilde{a}_{ii} > 0, \quad / i = \overline{1, n} / , \quad \Delta_j = \begin{vmatrix} \tilde{a}_{11} & \dots & \tilde{a}_{1j} \\ \vdots & & \vdots \\ \tilde{a}_{j1} & \dots & \tilde{a}_{jj} \end{vmatrix} > 0, \quad / j = \overline{2, n} / . \quad (13)$$

В умови (13) буде входити кутова швидкість обертання ротора. Розв'язуючи їх відносно цієї швидкості, одержимо критичні швидкості системи, при переході через які буде наставати чи втрачатися автобалансування.

Оцінювати стійкість усталених рухів можна і по іншим узагальненим координатам, наприклад, що описують рух ротора і його дисбаланс, утворений незрівноваженими масами і КВ автобалансира. При цьому можна досліджувати стійкість сімей основних усталених рухів у випадку надмірної кількості КВ. Саме такий підхід буде застосований нижче.

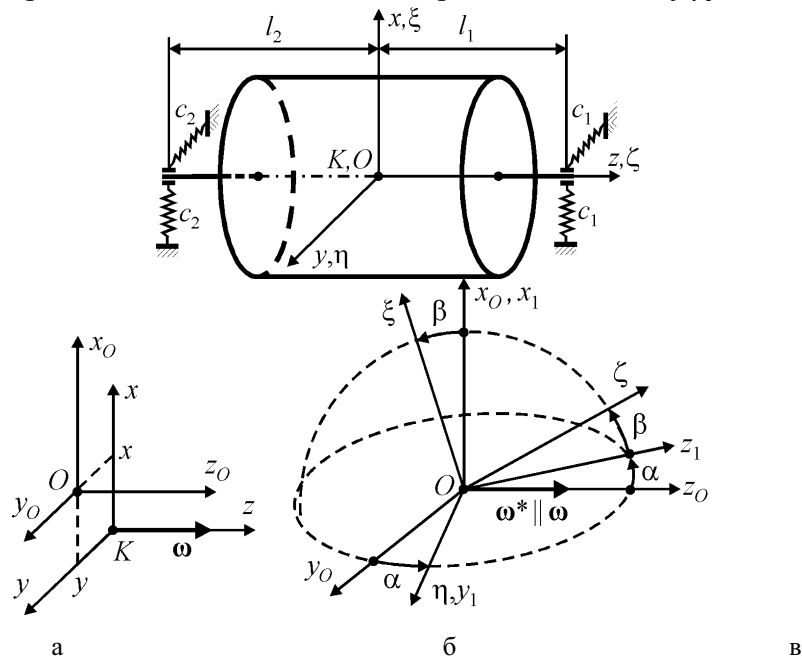
2. *Умови динамічного зрівноваження ротора, що здійснює просторовий рух двома пасивними АБ*

Нижче метод застосовується у послідовності, що може слугувати стандартом при розв'язанні даного типу задач.

Етап 1 - загальний опис моделі роторної системи. Така модель роторної системи найбільш адекватна для барабанів дробарок, молотарок чи центрифуг, екстракторів, сепараторів відцентрових машин у переробній і харчовій промисловості, крильчаток відцентрових вентиляторів тощо [1, 2]. На рис. 1, а показана схема ротора на двох опорах, а на рис.1, б, в – схема руху системи. Ротор – зрівноважений, обертається з постійною кутовою швидкістю обертання ω навколо осі, що проходить через подовжню вісь вала ротора при недеформованих опорах. З ним жорстко зв'язані маси, що створюють дисбаланс. Усередині ротора встановлені АБ для зрівноваження дисбалансу. Ротор утримують зліва і справа осесиметричні опори відповідно жорсткостей c_1, c_2 . Дія сил тяжіння не враховується.

Рух ротора задаватимемо за допомогою двох трійок осей $Kxyz$ і $O\xi\eta\zeta$. Осі $O\xi\eta\zeta$ – головні центральні осі інерції ротора. При недеформованих опорах ці осі співпадають, причому осі z, ζ направлені по осі вала ротора. В процесі руху осі $O\xi\eta\zeta$

переміщуються таким чином. Спочатку вони переміщуються поступально на x, y щодо осей $Kxyz$, внаслідок чого переходять в проміжне положення $Ox_0y_0z_0$. Потім осі $Ox_0y_0z_0$ повертаються на кути Резаля α, β , як це показаний на рис.1, в, після чого переходять в осі $O\xi\eta\zeta$. Потім осі $O\xi\eta\zeta$ і $Kxyz$ повертаються навколо осі z з кутовою швидкістю обертання ω . На усталеному русі система обертається як жорстке ціле навколо осі z з постійною кутовою швидкістю ω . Введемо у розглядання осі $G\xi_G\eta_G\zeta_G$, які виходять із центра мас системи – точки G , і паралельні осям $O\xi\eta\zeta$.



а – модель, б – схема поступального руху; в – схема обертального руху

Рисунок 1 – Модель ротора на двох опорах

Етап 2 - побудова функції Гамільтона для усталених рухів. Відповідно до теорії роторних систем вважатимемо координати α, β, x, y величинами першого порядку малості.

Кінетична енергія системи на усталеному русі. Відносно осей $O\xi\eta\zeta$ момент інерції системи утворений двома складовими – ротором і дисбалансом з АБ. Позначимо через $J_O^{(p)}$ тензор інерції ротора, а через $J_O^{(d)}$ – тензор дисбалансу з АБ. Тоді

$$J_O^{(p)} = \begin{pmatrix} A & 0 & 0 \\ 0 & B & 0 \\ 0 & 0 & C \end{pmatrix}; \quad J_O^{(d)} = \begin{pmatrix} J_\xi & -J_{\xi\eta} & -J_{\xi\zeta} \\ -J_{\xi\eta} & J_\eta & -J_{\eta\zeta} \\ -J_{\xi\zeta} & -J_{\eta\zeta} & J_\zeta \end{pmatrix}. \quad (14)$$

Тоді тензор інерції системи щодо осей ξ, η, ζ

$$I_\xi = A_O + J_\xi, \quad I_\eta = B_O + J_\eta, \quad I_\zeta = C_O + J_\zeta, \quad I_{\xi\eta} = J_{\xi\eta}, \quad I_{\xi\zeta} = J_{\xi\zeta}, \quad I_{\eta\zeta} = J_{\eta\zeta}. \quad (15)$$

Нехай відносно осей $O\xi\eta\zeta$ система має координати центра мас ξ_G, η_G, ζ_G . Тоді тензор інерції системи відносно центральних осей системи, паралельних осям $O\xi\eta\zeta$:

$$J_G = \begin{pmatrix} I_\xi - M_\Sigma(\eta_G^2 + \zeta_G^2) & -I_{\xi\eta} + M_\Sigma\xi_G\eta_G & -I_{\xi\zeta} + M_\Sigma\xi_G\zeta_G \\ -I_{\xi\eta} + M_\Sigma\xi_G\eta_G & I_\eta - M_\Sigma(\xi_G^2 + \zeta_G^2) & -I_{\eta\zeta} + M_\Sigma\eta_G\zeta_G \\ -I_{\xi\zeta} + M_\Sigma\xi_G\zeta_G & -I_{\eta\zeta} + M_\Sigma\eta_G\zeta_G & I_\zeta - M_\Sigma(\xi_G^2 + \eta_G^2) \end{pmatrix}, \quad (16)$$

де M_{Σ} - маса всієї системи. Відмітимо, що відцентрові моменти інерції $I_{\xi\xi}, I_{\eta\eta}$ і координати центра мас ξ_G, η_G є параметрами, які характеризують незрівноваженість ротора.

За теоремою Кеніга [8] кінетична енергія системи на усталеному русі є сумою двох складових: T_n - кінетичної енергії поступального руху системи разом з центром мас; $T_{об}$ - кінетичної енергії обертального руху системи навколо центра мас. При цьому

$$T_n = \frac{1}{2} M_{\Sigma} r_G^2 \omega^2, \quad T_{об} = \frac{1}{2} \omega^T \mathbf{J}_G \omega \quad (17)$$

де r_G - відстань від центра мас системи до осі обертання z ,

$\omega_{G\xi_G\eta_G\zeta_G}$ - вектор-стовпець кутової швидкості обертання системи, знайдений в проекціях на осі $G\xi_G\eta_G\zeta_G$.

З точністю до величин першого порядку малості включно переміщення центра мас ротора відносно осей $Kxyz$

$$x_G = x + \xi_G + \zeta_G \beta, \quad y_G = y + \eta_G - \zeta_G \alpha, \quad z_G = 0. \quad (18)$$

Тоді

$$T_n = \frac{1}{2} M_{\Sigma} \omega^2 [(x + \xi_G + \zeta_G \beta)^2 + (y + \eta_G - \zeta_G \alpha)^2]. \quad (19)$$

У проекціях на осі $G\xi_G\eta_G\zeta_G$ кутова швидкість обертання системи визначається так (рис. 1, в):

$$\begin{aligned} \omega_{\xi_G} &= -\omega \cos \alpha \sin \beta = -\omega \beta + O(\beta^3), & \omega_{\eta_G} &= \omega \sin \alpha = \omega \alpha + O(\alpha^3), \\ \omega_{\zeta_G} &= \omega \cos \alpha \cos \beta = \omega [1 - (\alpha^2 + \beta^2)/2] + O(\alpha^4, \beta^4, \alpha^2 \beta^4). \end{aligned} \quad (20)$$

У свою чергу

$$T_{об} = \frac{1}{2} (J_{\xi_G} \omega_{\xi_G}^2 + J_{\eta_G} \omega_{\eta_G}^2 + J_{\zeta_G} \omega_{\zeta_G}^2) - J_{\xi_G \eta_G} \omega_{\xi_G} \omega_{\eta_G} - J_{\xi_G \zeta_G} \omega_{\xi_G} \omega_{\zeta_G} - J_{\eta_G \zeta_G} \omega_{\eta_G} \omega_{\zeta_G}. \quad (21)$$

Тоді, з точністю до величин другого порядку малості включно по α, β

$$\begin{aligned} T_{об} &= \frac{\omega^2}{2} \{ [I_{\eta} - I_{\zeta} + (\eta_G^2 - \zeta_G^2) M_{\Sigma}] \alpha^2 + [I_{\xi} - I_{\zeta} + (\xi_G^2 - \zeta_G^2) M_{\Sigma}] \beta^2 + \\ &+ 2\alpha\beta (I_{\xi\eta} - \xi_G \eta_G M_{\Sigma}) + 2[(I_{\xi\zeta} - \xi_G \zeta_G M_{\Sigma})\beta - (I_{\eta\zeta} - \eta_G \zeta_G M_{\Sigma})\alpha] + I_{\zeta} - (\xi_G^2 + \eta_G^2) M_{\Sigma} \}. \end{aligned} \quad (22)$$

Потенціальна енергія системи:

$$\Pi = (c_1 \Delta l_1^2 + c_2 \Delta l_2^2) / 2, \quad (23)$$

де $\Delta l_1, \Delta l_2$ - модуль деформації пружин опор. У проекціях на осі $Kxyz$

$$\Delta l_{1x} \approx x + l_1 \beta, \quad \Delta l_{1y} = y - l_1 \alpha, \quad \Delta l_{2x} \approx x - l_2 \beta, \quad \Delta l_{2y} = y + l_2 \alpha. \quad (24)$$

З точністю до величин другого порядку малості включно

$$\Pi = \{c_1 [(x + l_1 \beta)^2 + (y - l_1 \alpha)^2] + c_2 [(x - l_2 \beta)^2 + (y + l_2 \alpha)^2]\} / 2,$$

або, після перетворень

$$\Pi = [c_{33} (\alpha^2 + \beta^2) + 2c_{14} (\alpha y - \beta x) + c_{11} (x^2 + y^2)] / 2, \quad (25)$$

$$\text{де} \quad c_{11} = c_1 + c_2, \quad c_{33} = c_1 l_1^2 + c_2 l_2^2, \quad c_{14} = c_1 l_1 - c_2 l_2. \quad (26)$$

Функція Гамільтона на усталеному русі $H_0 = \Pi - T_0$, або з точністю до величин другого порядку малості включно по α, β, x, y

$$\begin{aligned}
 H_0 = & \frac{1}{2} \{ [c_{33} - (I_\eta - I_\zeta + \eta_G^2 M_\Sigma) \omega^2] \alpha^2 + [c_{33} - (I_\xi - I_\zeta + \xi_G^2 M_\Sigma) \omega^2] \beta^2 - \\
 & - 2\omega^2 \alpha \beta (I_{\xi\eta} - \xi_G \eta_G M_\Sigma) + (c_{11} - M_\Sigma \omega^2) (x^2 + y^2) + 2(\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) (\alpha y - \beta x) - I_\zeta \omega^2 \} + \\
 & + [I_{\eta\zeta} \alpha - I_{\xi\zeta} \beta - M_\Sigma (x \xi_G + y \eta_G)] \omega^2. \quad (27)
 \end{aligned}$$

Етап 3 – одержання рівнянь усталених рухів ротора, перетворення функції Гамільтона. Використовуючи (27), знаходимо рівняння усталених рухів по координатах ротора:

$$\begin{aligned}
 \partial H_0 / \partial \alpha = & [c_{33} - (I_\eta - I_\zeta + \eta_G^2 M_\Sigma) \omega^2] \alpha - \omega^2 \beta (J_{\xi\eta} - \xi_G \eta_G M_\Sigma) + (\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) y + J_{\eta\zeta} \omega^2 = 0, \\
 \partial H_0 / \partial \beta = & [c_{33} - (I_\xi - I_\zeta + \xi_G^2 M_\Sigma) \omega^2] \beta - \omega^2 \alpha (J_{\xi\eta} - \xi_G \eta_G M_\Sigma) - (\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) x - J_{\xi\zeta} \omega^2 = 0, \\
 \partial H_0 / \partial x = & -(\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) \beta + (c_{11} - M_\Sigma \omega^2) x - M_\Sigma \xi_G \omega^2 = 0, \\
 \partial H_0 / \partial y = & (\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) \alpha + (c_{11} - M_\Sigma \omega^2) y - M_\Sigma \eta_G \omega^2 = 0. \quad (28)
 \end{aligned}$$

З рівнянь (28) видно, що якщо $|\alpha|, |\beta|, |x|, |y| \ll 1$, то

$$|I_{\xi\zeta}|, |I_{\eta\zeta}|, |\xi_G|, |\eta_G| \ll 1. \quad (29)$$

Тоді з точністю до величин другого порядку малості функція Гамільтона на усталеному русі має вигляд

$$\begin{aligned}
 H_0 = & \frac{1}{2} \{ [c_{33} - (I_\eta - I_\zeta) \omega^2] \alpha^2 + [c_{33} - (I_\xi - I_\zeta) \omega^2] \beta^2 - 2\omega^2 I_{\xi\eta} \alpha \beta + (c_{11} - M_\Sigma \omega^2) (x^2 + y^2) + \\
 & + 2(\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) (\alpha y - \beta x) - I_\zeta \omega^2 \} + [I_{\eta\zeta} \alpha - I_{\xi\zeta} \beta - M_\Sigma (x \xi_G + y \eta_G)] \omega^2. \quad (30)
 \end{aligned}$$

Припускаємо, що ротор динамічно незрівноважений. Тому його зрівноважують два АБ в двох різних площинах корекції. Тому параметри дисбалансу $I_{\xi\zeta}, I_{\eta\zeta}, \xi_G, \eta_G$ між собою незалежні і виражаються не менше ніж через чотири незалежні координати, які задають положення КГ щодо ротора.

Розглядатимемо рівняння (28) як рівняння в'язей. Перетворимо за їх допомогою функцію Гамільтона. Розв'язок рівнянь (28) відносно параметрів дисбалансу $I_{\xi\zeta}, I_{\eta\zeta}, \xi_G, \eta_G$ з точністю до величин першого порядку малості має вигляд:

$$\begin{aligned}
 J_{\xi\zeta} = & -(I_\xi - I_\zeta - c_{33} / \omega^2) \beta - J_{\xi\eta} \alpha - (\zeta_G M_\Sigma - c_{14} / \omega^2) x, \\
 J_{\eta\zeta} = & (I_\eta - I_\zeta - c_{33} / \omega^2) \alpha + J_{\xi\eta} \beta - (\zeta_G M_\Sigma - c_{14} / \omega^2) y, \\
 \xi_G = & - \left(\zeta_G - \frac{c_{14}}{M_\Sigma \omega^2} \right) \beta + \left(\frac{c_{11}}{M_\Sigma \omega^2} - 1 \right) x, \quad \eta_G = \left(\zeta_G - \frac{c_{14}}{M_\Sigma \omega^2} \right) \alpha + \left(\frac{c_{11}}{M_\Sigma \omega^2} - 1 \right) y. \quad (31)
 \end{aligned}$$

Підставляючи (31) в (30), після перетворень отримаємо

$$\begin{aligned}
 H_0 = & \frac{1}{2} \{ [(I_\eta - I_\zeta) \omega^2 - c_{33}] \alpha^2 + [(I_\xi - I_\zeta) \omega^2 - c_{33}] \beta^2 + \\
 & + 2\omega^2 I_{\xi\eta} \alpha \beta + (M_\Sigma \omega^2 - c_{11}) (x^2 + y^2) - 2(\zeta_G M_\Sigma \omega^2 - c_{14}) (\alpha y - \beta x) - I_\zeta \omega^2 \}. \quad (32)
 \end{aligned}$$

Етап 4 - оцінка стійкості основних рухів. Досліджуємо функцію Гамільтона (32) на (умовний) екстремум по змінним α, β, x, y . Позначимо через

$$\begin{aligned}
 a_{11} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \alpha^2} = & (I_\eta - I_\zeta) \omega^2 - c_{33}, \quad a_{22} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \beta^2} = (I_\xi - I_\zeta) \omega^2 - c_{33}, \quad a_{12} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \alpha \partial \beta} = I_{\xi\eta} \omega^2, \\
 a_{33} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial x^2} = & M_\Sigma \omega^2 - c_{11}, \quad a_{13} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \alpha \partial x} = 0, \quad a_{24} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \beta \partial y} = 0, \quad a_{34} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial x \partial y} = 0,
 \end{aligned}$$

$$a_{23} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \beta \partial x} = \zeta_C M_\Sigma \omega^2 - c_{14}, \quad a_{44} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial y^2} = a_{33}, \quad a_{14} = \frac{\partial^2 H_0}{\partial \alpha \partial y} = -a_{23}. \quad (33)$$

За критерієм Сильвестра необхідні і достатні умови мінімуму функції H_0 на основному русі

$$a_{ii} > 0, \quad /i = \overline{1,4}/, \quad \Delta_2 = a_{11}a_{22} - a_{12}^2 > 0, \quad \Delta_3 = \Delta_2 a_{33} - a_{11}a_{23}^2 > 0, \\ \Delta_4 = \Delta_2 a_{33}^2 - (a_{11} + a_{22})a_{33}a_{23}^2 + a_{23}^2 > 0. \quad (34)$$

Відмітимо, що при отриманні правих частин нерівностей (34) були враховані рівності (33).

Перші чотири умови в (34) можуть виконуватися за умови, що

$$I_\xi > I_\zeta, \quad I_\eta > I_\zeta \quad (35)$$

на швидкостях, що перевищують

$$\omega > \omega^*, \quad \omega^* = \max\left(\sqrt{c_{11}/M_\Sigma}, \sqrt{c_{33}/(I_\xi - I_\zeta)}, \sqrt{c_{33}/(I_\eta - I_\zeta)}\right). \quad (36)$$

Відповідно до умови (36) можливе динамічне зрівноваження складеного ротора (утвореного ротором, дисбалансом і АБ), довгого щодо точки G .

Досліджуємо останні три умови в (34). Повернемо осі ξ, η на кут ψ навколо осі ζ . Отримаємо нові осі ξ_1, η_1 . Кут ψ виберемо так, щоб $I_{\xi_1 \eta_1} = 0$. Введемо в розглядання осьові моменти інерції

$$I_{\max} = \max\{I_{\xi_1}, I_{\eta_1}\} = \frac{I_\xi + I_\eta}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(I_\xi - I_\eta)^2 + 4I_{\xi\eta}^2}, \\ I_{\min} = \min\{I_{\xi_1}, I_{\eta_1}\} = \frac{I_\xi + I_\eta}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(I_\xi - I_\eta)^2 + 4I_{\xi\eta}^2}. \quad (37)$$

Введемо в розглядання наступні величини

$$b_{11} = (I_{\max} - I_\zeta)\omega^2 - c_{33}, \quad b_{22} = (I_{\min} - I_\zeta)\omega^2 - c_{33}. \quad (38)$$

Тоді останні три умови в (34) приймуть вигляд

$$\Delta_2 = b_{11}b_{22} > 0, \quad \Delta_3 = b_{11}b_{22}a_{33} - a_{11}a_{23}^2 > 0, \quad \Delta_4 = (b_{11}a_{33} - a_{23}^2)(b_{22}a_{33} - a_{23}^2) > 0. \quad (39)$$

Нехай виконуються чотири перші умови в (34). Відмітимо, що $b_{11} \geq a_{11} \geq b_{22}$. Тоді $b_{11} > 0$ і з першої умови в (39) випливає, що для виконання умови $\Delta_2 > 0$ повинна виконуватися умова $b_{22} > 0$.

Нехай $b_{22} > 0$. Тоді має місце ланцюжок нерівностей

$$b_{22}(b_{11}a_{33} - a_{23}^2) = b_{11}b_{22}a_{33} - b_{22}a_{23}^2 \geq b_{11}b_{22}a_{33} - a_{11}a_{23}^2 = \Delta_3 > 0.$$

З неї виходить, що якщо виконується умова $\Delta_3 > 0$, то виконується умова $b_{11}a_{33} - a_{23}^2 > 0$. Нехай ця умова виконується. Тоді для виконання умови $\Delta_4 > 0$ необхідно, щоб $b_{22}a_{33} - a_{23}^2 > 0$. Нехай ця умова виконується. Розглянемо

$$\Delta_3 = b_{11}b_{22}a_{33} - a_{11}a_{23}^2 \geq b_{11}b_{22}a_{33} - b_{11}a_{23}^2 = b_{11}(b_{22}a_{33} - a_{23}^2) > 0.$$

Звідки випливає, що $\Delta_3 > 0$.

Таким чином, умови (39) виконуватимуться, якщо виконуватимуться умови

$$b_{22} > 0, \quad b_{22}a_{33} - a_{23}^2 > 0. \quad (40)$$

Умова $b_{22} > 0$ виконуватиметься при обертанні ротора з швидкостями, що перевищують

$$\omega > \omega^{**}, \quad \omega^{**} = \max\left(\sqrt{c_{11}/M_\Sigma}, \sqrt{c_{33}/(I_{\min} - I_\zeta)}\right). \quad (41)$$

З другої умови в (40) знаходимо наступне рівняння для пошуку єдиної критичної

кутової швидкості $\omega_{кр} \geq \omega^{**}$, при перевищенні якої виконуватиметься критерій Сильвестра

$$d(\omega) = (I_{\min} - I_{\zeta} - \zeta_G^2 M_{\Sigma}) M_{\Sigma} \omega^4 - [(I_{\min} - I_{\zeta}) c_{11} + (c_{33} + 2c_{14} \zeta_G) M_{\Sigma}] \omega^2 + c_{11} c_{33} - c_{14}^2 = 0. \quad (42)$$

Рівняння (42) можна подати у вигляді

$$d(\omega) = [(I_{\min} - I_{\zeta}) \omega^2 - c_{33}] (M_{\Sigma} \omega^2 - c_{11}) - (\zeta_G M_{\Sigma} \omega^2 + c_{14})^2. \quad (43)$$

Можна перевірити, що при виконанні умови

$$I_{\min} - I_{\zeta} - \zeta_G^2 M_{\Sigma} > 0 \quad (44)$$

у рівняння $d(\omega) = 0$ єдиний додатній корінь, більший за ω^{**} . Для настання автобалансування необхідно, щоб виконувалася умова (44) і ротор обертався з швидкостями, більшими, ніж $\omega_{кр}$.

Висновки:

– для визначення критичних швидкостей системи ротор-АБ, при переході через які настає чи втрачається автобалансування, ефективним є енергетичний метод, заснований на використанні функції Гамільтона, як функції узагальнених координат і швидкостей;

– на усталених рухах ця функція приймає екстремальне чи критичне значення, а стійкими можуть бути тільки ті, на яких це умовно мінімальне значення, за умови, що виконуються рівняння усталених рухів ротора;

– за допомогою методу одержуються узагальнені критичні швидкості, які не залежать в явному вигляді від дисбалансу і типу АБ і тому придатні для будь-якого типу АБ;

– для ротора на двох осесиметричних опорах, що здійснює просторовий рух і зрівноважується двома АБ, усунення динамічного дисбалансу можливе тільки у разі довгого складеного ротора (утвореного ротором, масами дисбалансу і АБ) на закритичних швидкостях обертання.

Список літератури

1. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. "Машини та обладнання с.-г. виробництва" (у 2-х кн.) / ред. М. І. Черновіл. – К.: Урожай:
 - кн. 1 : Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В. М. Сало, В.М. Кропівний. 2001. – 384 с.;
 - кн. 2 : Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало. 2002. – 364 с.
2. Робочі процеси і розрахунок сільськогосподарських машин: навч. посіб. / К.І. Шмат [и др.] ; Херсонський держ. технічний ун-т. – Херсон : ОЛДІ-плюс, 2004. – 308 с.
3. Thearle E.L. Automatic dynamic balancers Part 1 – Leblanc balancers // Machine Design, 1950a, Vol. 22 No 9, pp. 119-124.
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. Гусаров А.А. Автобалансирующие устройства прямого действия / Гусаров А.А. – М.: Наука, 2002. – 119 с.
6. Філімоніхін Г.Б. Зрівноваження і віброзахист роторів автобалансирами з твердими коригувальними вантажами / Філімоніхін Г.Б. – Кіровоград: КНТУ, 2004. – 352 с.
7. Муйжниек А.И. Некоторые вопросы теории автоматической динамической балансировки / Муйжниек А.И. // Вопросы динамики и прочности. Вып. -6. Рига: Изд-во АН ЛатССР, 1959. – С. 123-145.
8. Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник / Павловський М.А. – К.: Техніка, 2002. – 512с.

Г. Філімоніхін, И. Філімоніхіна

К определению условий уравнивания быстровертающихся роторов сельскохозйственных машин пассивными автобалансирами

Обоснован энергетический метод определения условий наступления автобалансировки при уравнивании роторов на осесимметричных упругих опорах пассивными автобалансирами, основанный на использовании гамильтониана. Метод применен к наиболее актуальной для сельскохозяйственных машин модели ротора, совершающего пространственное движение и динамически уравниваемого двумя автобалансирами.

G. Filimonikhin, I. Filimonikhina

To definition of conditions of an equilibration of quickly rotating rotors of agricultural cars by passive autobalancers

Is proved possibility of application of the Hamilton's function to the study of quantity and terms of stability of the set motions of the system made from a rotor and added to him corrective masses. A method is applied to the most actual for agricultural machines model of rotor which execute space motion and is dynamically counterbalanced by two autobalancers.

Одержано 17.10.12

УДК 631.331

П.М. Заїка, акад., д-р техн. наук, М.В. Бакум, проф., канд. техн. наук,

Р.В. Кириченко, доц., канд. техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Математичне моделювання руху насіння у робочому каналі вібраційно-дискового висівного апарата

Наведено результати моделювання руху насіння у вигляді окремого тіла і впливу кута між робочими поверхнями диска та банки і кута нахилу висівного диска на характер функціонування висівного апарата.

висівний апарат, вібрація, теоретичні дослідження, кореляція

Постановка задачі. Головне завдання сівби полягає в оптимальному розміщенні у ґрунті насіння сільськогосподарських культур з метою створення найкращих умов для проростання та розвитку рослин і отримання в кінцевому результаті максимального урожаю високої якості. При цьому до сівби, як до технологічного процесу, визначені три основні вимоги: висів заданої кількості насіння на одиницю площі поля, рівномірне розміщення його по площі поля, загортання на відповідну, обов'язкову однакову, глибину у ґрунт.

Сучасні посівні машини з різними конструкціями висівних апаратів не в повній мірі відповідають вимогам виробництва [1], особливо при сівбі дрібного насіння малими нормами.

Перспективним напрямком підвищення рівномірності посіву дрібного насіння малими нормами є створення та впровадження у виробництво нових конструкцій висівних апаратів. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений вібраційно-дисковий висівний апарат [2], який забезпечує на основі дозованої групової подачі насіння послідує формування неперервного однонасінневого потоку [3].

Обоснован энергетический метод определения условий наступления автобалансировки при уравнивании роторов на осесимметричных упругих опорах пассивными автобалансирами, основанный на использовании гамильтониана. Метод применен к наиболее актуальной для сельскохозяйственных машин модели ротора, совершающего пространственное движение и динамически уравниваемого двумя автобалансирами.

G. Filimonikhin, I. Filimonikhina

To definition of conditions of an equilibration of quickly rotating rotors of agricultural cars by passive autobalancers

Is proved possibility of application of the Hamilton's function to the study of quantity and terms of stability of the set motions of the system made from a rotor and added to him corrective masses. A method is applied to the most actual for agricultural machines model of rotor which execute space motion and is dynamically counterbalanced by two autobalancers.

Одержано 17.10.12

УДК 631.331

П.М. Заїка, акад., д-р техн. наук, М.В. Бакум, проф., канд. техн. наук,

Р.В. Кириченко, доц., канд. техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Математичне моделювання руху насіння у робочому каналі вібраційно-дискового висівного апарата

Наведено результати моделювання руху насіння у вигляді окремого тіла і впливу кута між робочими поверхнями диска та банки і кута нахилу висівного диска на характер функціонування висівного апарата.

висівний апарат, вібрація, теоретичні дослідження, кореляція

Постановка задачі. Головне завдання сівби полягає в оптимальному розміщенні у ґрунті насіння сільськогосподарських культур з метою створення найкращих умов для проростання та розвитку рослин і отримання в кінцевому результаті максимального урожаю високої якості. При цьому до сівби, як до технологічного процесу, визначені три основні вимоги: висів заданої кількості насіння на одиницю площі поля, рівномірне розміщення його по площі поля, загортання на відповідну, обов'язкову однакову, глибину у ґрунт.

Сучасні посівні машини з різними конструкціями висівних апаратів не в повній мірі відповідають вимогам виробництва [1], особливо при сівбі дрібного насіння малими нормами.

Перспективним напрямком підвищення рівномірності посіву дрібного насіння малими нормами є створення та впровадження у виробництво нових конструкцій висівних апаратів. На кафедрі сільськогосподарських машин ХНТУСГ ім. П. Василенка розроблений вібраційно-дисковий висівний апарат [2], який забезпечує на основі дозованої групової подачі насіння послідує формування неперервного однонасінневого потоку [3].

Мета досліджень. Дослідити вплив конструктивних параметрів вібраційно-дискового висівного апарата на формування неперервного однонасінневого потоку на основі моделювання руху насіння у вигляді сферичного тіла.

Результати досліджень. Банка вібраційно-дискового висівного апарата радіусом R_B з насінням (рис. 1) нахилена під кутом α до горизонту. На дні банки з кутовою швидкістю $\dot{\psi}$ обертається диск. Дисківі надаються коливання з частотою $\omega_{\text{вб}}$ та амплітудою A в напрямку осі його обертання. Твірна крайки диска нахилена на кут ν до осі обертання і утворює клиноподібний канал між внутрішньою поверхнею банки і зовнішньою робочою поверхнею крайки. Насіння масою m і радіусом R завантажується в зону відсіпки, витягується у напрямку обертання диска в клиноподібному каналі. При цьому в каналі утворюється граничний масив відсіпки, після якого починається рух насіння як окремих тіл. Насіння, що потрапляє між зазначеними поверхнями, утримується силами взаємодії з поверхнями банки і диска. Кутове положення насінини у банці висівного апарата визначається кутом φ . Початок відрахунку цього кута відповідає напрямковій осі y_1 , яка розміщується на лінії найбільшого схилу площини диска.

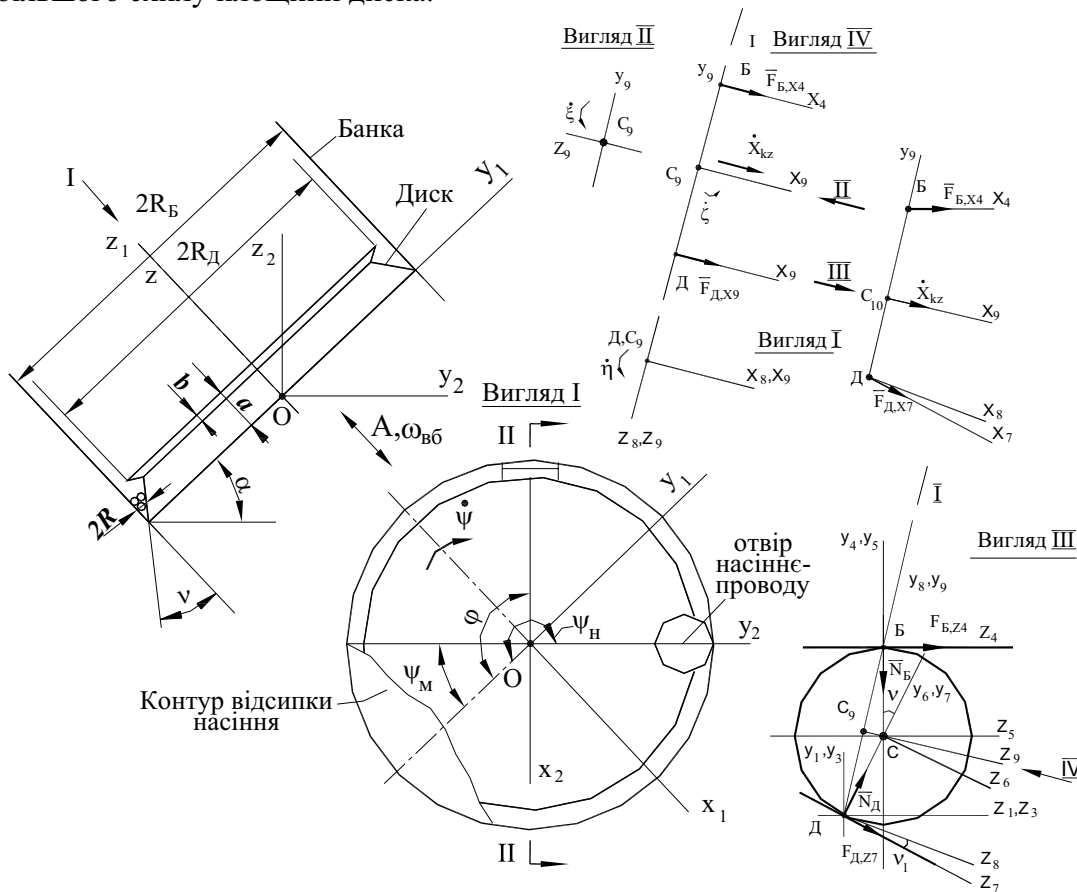


Рисунок 1 – Розрахункові схеми вібраційно-дискового висівного апарата

Прийнята система координат $x_1 y_1 z_1$ є нерухомою відносно машини. Її початок розміщений у т. O перетину нижньої площини диска та осі його обертання. Система координат $x_2 y_2 z_2$ також має початок у т. O . Осі $x_2 y_2 z_2$ цієї системи розміщені в горизонтальній площині. Положення робочого каналу відповідає системі координат $x_3 y_3 z_3$, яка є повернутою відносно осі z_1 на кут φ . Осі системи $x_3 y_3 z_3$ мають початок

у т. *O*. Початок системи координат $x_4y_4z_4$ розміщений у т. *B* контакту насінини з поверхнею банки. Система координат $x_5y_5z_5$ має осі, які є паралельними до осей $x_4y_4z_4$, але початок їх розміщується у т. *C* центра сфери тіла насінини. Система координат $x_6y_6z_6$ є повернутою навколо осі x_5 системи $x_5y_5z_5$ на кут ν між площинами робочого каналу. Система координат $x_7y_7z_7$ має початок у т. *D* контакту поверхні сфери насінини з робочою площиною поверхні диска. Напрямки осей системи координат $x_7y_7z_7$ є паралельними до напрямків осей $x_6y_6z_6$. Система координат $x_8y_8z_8$ повернута відносно осі x_7 на кут ν_1 між нормаллю до робочої поверхні диска та напрямком лінії, що з'єднує точки контакту *B* та *D*. Середина відстані між цими точками знаходиться у т. *C*₉, яка є початком системи координат $x_9y_9z_9$. Лінія, що проходить через т. *C*₉ та *C* є напрямком поступального руху центра маси насінини під час її ковзання в робочому каналі зі швидкістю \dot{x}_{kz} .

Насінина у вигляді сферичного тіла, при наявності контакту з поверхнями диска та банки, має чотири степеня вільності. Воно може повертатися навколо центру мас кулі насіння і є можливість ковзання центру мас у напрямку робочого каналу по осі x_9 .

Характеристики повертання насіння під час руху у робочому каналі характеризуються корабельними кутами. При цьому застосовуються їх малі значення, тобто – малі приращення кутів відносно вихідних положень, у яких, на кожному кроковій обчислень, вони дорівнюють нулю. При цьому корабельні кути відповідають повертанню насінини відносно осей $x_9y_9z_9$. Диферентом η вважається приращення кута повертання тіла відносно осі y_9 (рис. 1, вигляд I), приращення кута повертання відносно осі z_9 є кутом рискання ζ (рис. 1, вигляд IV), відносно осі x_9 – кутом крену ξ (рис. 1, вигляд II).

Для запису рівнянь руху тіла в клиноподібному каналі використаний варіант теореми про зміну його кінетичних характеристик у такому вигляді:

$$m \frac{d\bar{V}_{ch}}{dt} = \bar{P}, \quad (1)$$

$$\bar{R} \times m \frac{d\bar{V}_{ch}}{dt} + \frac{d\bar{H}_c}{dt} = \sum_{i=1}^n \bar{\rho}_i \times \bar{P}_i, \quad (2)$$

де \bar{V}_{ch} – швидкість центру мас відносно нерухомої системи координат;

\bar{P} –рівнодіюча зовнішніх сил та реакцій, що прикладені до тіла;

\bar{R} – радіус-вектор центра мас тіла;

\bar{H}_c – кінетичний момент руху тіла навколо його центру мас;

$\bar{\rho}_i$ – плечі прикладання зовнішніх сил та реакцій відносно т. *D* початку системи

координат x_{8n}, y_{8n}, z_{8n} ;

n – кількість зовнішніх сил та реакцій.

Систему диференціальних рівнянь руху тіла отримано у вигляді:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_{kz} + m\ddot{\eta} R \sin \nu_1 + m\ddot{\zeta} R \cos \nu_1 &= G_{x_8} + F_{x_8,Д} + F_{x_8,Б}, \\
 -mR_{y_8} A \omega_{\sigma\sigma}^2 \sin \omega_{\sigma\sigma} t \cos \nu_1 + I_c \ddot{\zeta} &= \\
 = R \cos \nu_1 G_{z_8} - R \sin \nu_1 G_{y_8} + 2R \cos \nu_1 N_B \sin \nu_1 + 2R \cos \nu_1 F_{z_8,Б}, \\
 mR_{z_8} \ddot{x}_{kz} + mR_{z_8} \ddot{\eta} R \sin \nu_1 + mR_{z_8} \ddot{\zeta} R \cos \nu_1 + I_c \ddot{\eta} &= \\
 = R \sin \nu_1 G_{x_8} - (N_B + N_D) f_{or} R \frac{\dot{\eta}}{|\dot{\eta}|}, \\
 -mR_{y_8} \ddot{x}_{kz} - mR_{y_8} \ddot{\eta} R \sin \nu_1 - mR_{y_8} \ddot{\zeta} R \cos \nu_1 + I_c \ddot{\zeta} &= \\
 = -R \cos \nu_1 G_{x_8} - 2R \cos \nu_1 F_{x_8,Б},
 \end{aligned} \tag{3}$$

де $G_{x_8}, G_{y_8}, G_{z_8}$ – проекції сил тяжіння тіла на осі системи координат x_8, y_8, z_8 ;

$F_{x_8,Д}, F_{x_8,Б}, F_{z_8,Б}$ – проекції сил тертя на вісь x_8 і z_8 ;

N_B, N_D – проекції реакцій при контакті насінини з поверхнями банки та диска;

f_{or} – динамічний коефіцієнт тертя;

R_{y_8}, R_{z_8} – проекції радіус-вектора \bar{R} на осі системи координат y_8, z_8 ;

I_c – момент інерції тіла відносно центру мас тіла;

$\ddot{\eta}, \ddot{\zeta}, \ddot{\xi}$ – прискорення тіла відносно центру мас тіла у напрямках зміни кутів

диференту, рискання, крену.

Розв'язок системи диференціальних рівнянь здійснювався чисельно, покроково. При цьому на кожному кроці знаходили прирощення кута положення насінини у нерухомій системі координат x_1, y_1, z_1 :

$$\Delta\varphi(t + \Delta t) = \frac{\Delta t}{(R_B - R)} \left[\dot{x}_{kz}(t + \Delta t) + \dot{\eta}(t + \Delta t) R \sin \nu_1 + \dot{\zeta}(t + \Delta t) R \cos \nu_1 + \dot{\psi}(R_B - R) \right]. \tag{4}$$

Значення кута положення насінини для моменту $(t + \Delta t)$ визначається за формулою:

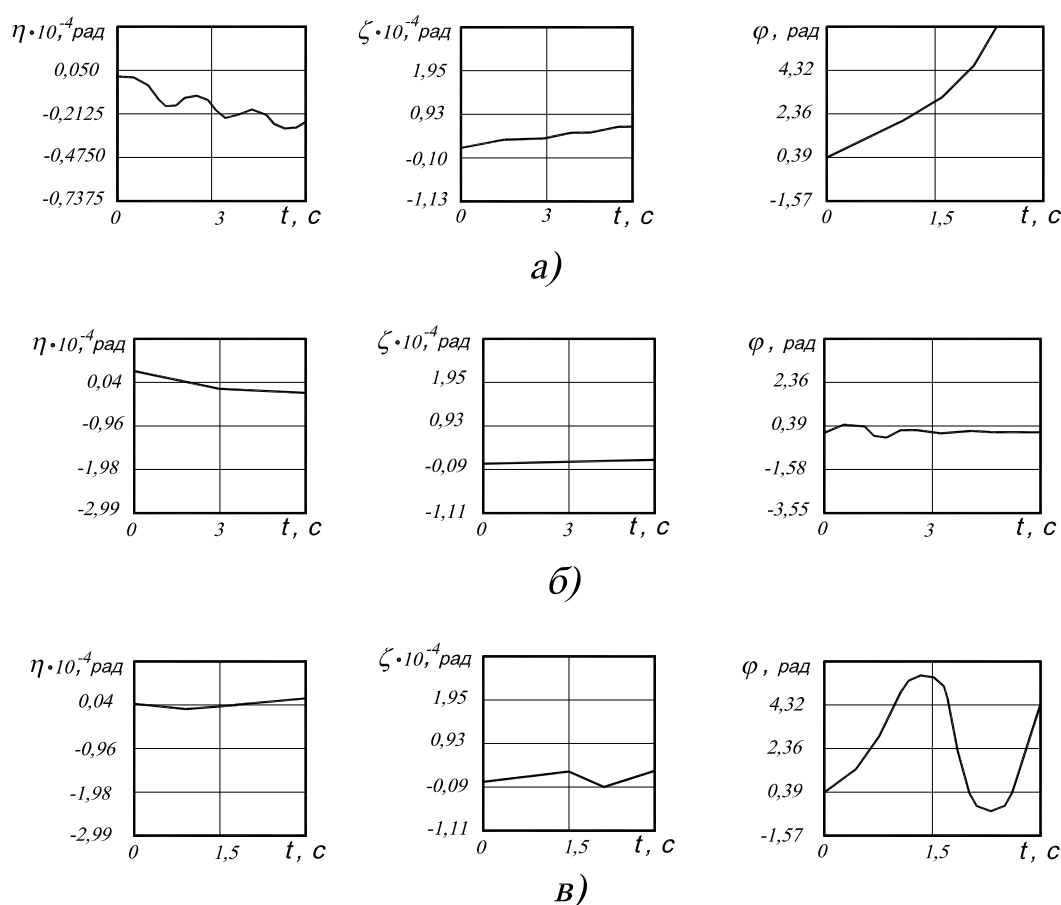
$$\varphi(t + \Delta t) = \varphi(t) + \Delta\varphi(t + \Delta t). \tag{5}$$

Розрахункові залежності по визначенню характеристик руху тіла насіння у вібраційно-дисковому висівному апараті реалізовані за допомогою програми обчислень (MOVING ISOLATED BODY) у середовищі Mathcad.

Для положення насінини, що визначається кутом φ найбільше значення має кут диференту η та кут рискання ζ , тому виконувався аналіз залежностей впливу кута ν між робочими поверхнями диска та банки (рис. 2) і кута нахилу осі обертання диска до вертикалі (рис. 3) від часу t . Положенню тіла у верхній точці диска висівного апарата відповідає кут $\varphi = \pi$.

Характеристики тіла насіння були прийняті відповідними до середніх значень, що є характерними для насіння люцерни, яке повинен висівати апарат: радіус насінини $R = 0,7$ мм; питома маса матеріалу насіння $\rho = 0,0011$ г/мм³; коефіцієнт сили тертя у напрямку обертання диска $f_r = 0,4$; коефіцієнт сили від вібраційного руху $f_v = 0,2$.

Аналізом результатів досліджень встановлено, що при куті $\nu = 40^\circ$ (рис. 2, а) тіло піднімається занадто швидко – час піднімання тіла до верхнього положення становить приблизно 1,5 с. При зміні значення кута ν від 80° до $47,5^\circ$ тіло не піднімається; характерний вигляд графіків при цьому, наведений на рис. 2, б. При зміні значення кута ν у діапазоні $\nu = 25^\circ \dots 40^\circ$ час піднімання тіла практично не змінюється. При куті $\nu = 25^\circ$ (рис. 2, в) час піднімання тіла t становить близько 1 с. На рис. 2, в є можливість простежити поведінку тіла, якщо не перервати його рух потраплянням у насіннепровід. Воно досягає нижньої точки диска, потім знову піднімається. При зменшенні кута ν до значення $\nu = 20^\circ$ обчислення припиняється при $t = 0,1$ с через збільшення реакцій до безкінечності, тобто тіло при цьому заклинюється між поверхнями диска та банки. Зазначені результати свідчать про доцільність встановлення кута між робочими поверхнями диска та банки значення $\nu = 45^\circ$.



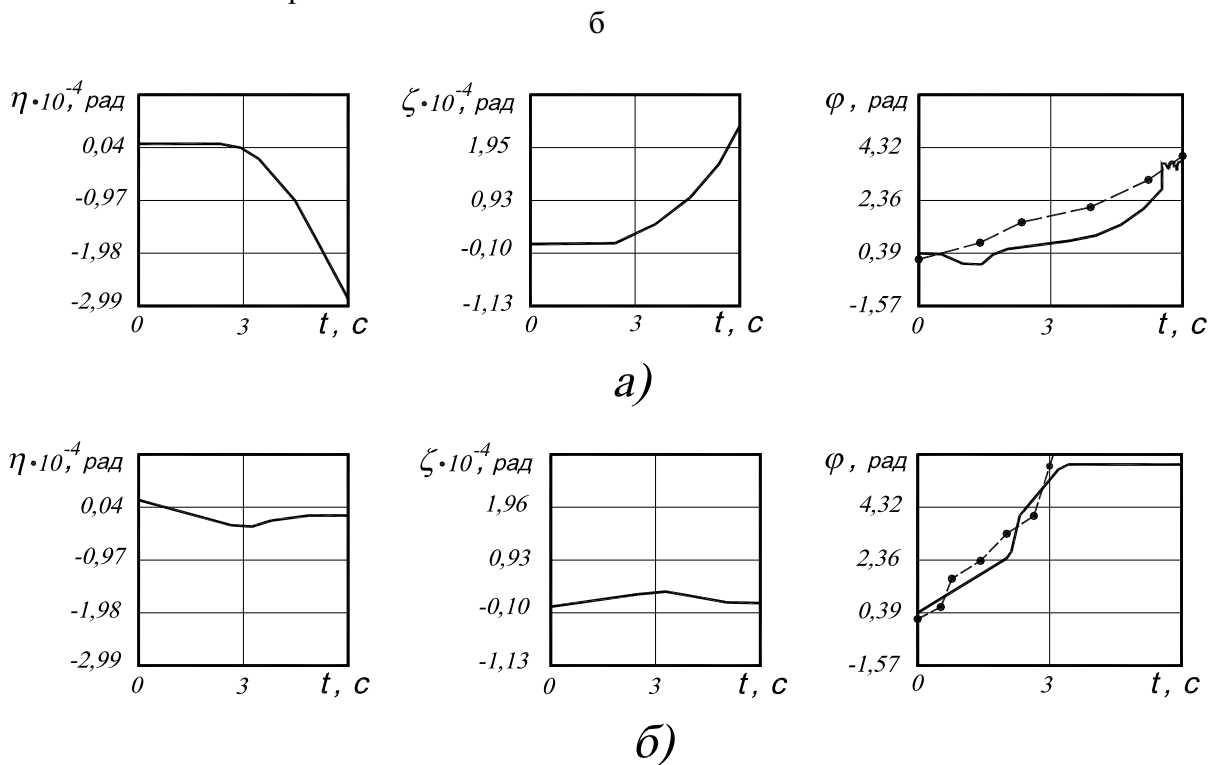
а) – $\nu = 40^\circ$; б) – $\nu = 47,7^\circ$; в) – $\nu = 25^\circ$ при: $\alpha = 30^\circ$, $\dot{\psi} = 1,0 \text{ c}^{-1}$, $A = 0,7 \text{ мм}$, $\omega_{\delta\delta} = 40 \text{ c}^{-1}$, $R_b = 80,0 \text{ мм}$, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $\rho = 0,0011 \text{ г/мм}^3$, $f_r = 0,4$, $f_v = 0,2$, $R = 0,7 \text{ мм}$, $f_{or} = 0,0225$

Рисунок 2 – Залежності характеристик руху тіла насіння від часу t при зміні значення кута ν між робочими поверхнями диска та банки

Під час дослідження впливу кута нахилу диска цьому значенню давалися відхилення у бік збільшення і зменшення, від значення $\alpha = 30^\circ$ (рис. 3). При куті $\alpha = 35^\circ$ (рис. 3, а) час піднімання насінини t збільшується, що знижує продуктивність

висівного апарата, при $\alpha = 20^\circ$ – зменшується (рис.3, б), що знижує імовірність формування однонасінневого потоку. Отже, раціональним значенням кута нахилу диска є $\alpha = 30^\circ$.

В результаті виконаних теоретичних досліджень розроблена математична модель руху тіла у робочому каналі вібраційно-дискового висівного апарата. Отримані залежності (3) для визначення параметрів руху при певних припущеннях. Для перевірки адекватності моделі результатам теоретичних досліджень порівнювали з експериментальними даними. Визначення часу руху насіння люцерни до верхньої точки висівного апарата виконували в такій послідовності. На внутрішній поверхні висівної банки наносилися поділки шкали в радіанах від нижньої точки висівного апарата до місця подачі насіння до насіннепроводу, яке розташоване за верхньою точкою висівного апарата.



а) – $\alpha = 35^\circ$;б) – $\alpha = 20^\circ$ при: $v = 40^\circ$, $\psi = 1,0 \text{ c}^{-1}$, $A = 0,7 \text{ мм}$, $\omega_{\text{бб}} = 40 \text{ c}^{-1}$, $R_b = 80,0 \text{ мм}$, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$, $\rho = 0,0011 \text{ г/мм}^3$, $f_r = 0,4$, $f_v = 0,2$, $R = 0,7 \text{ мм}$, $f_{or} = 0,0225$; — теоретична; - - - експериментальна залежності

Рисунок 3 – Залежності характеристик руху тіла насіння від часу t при зміні значення кута нахилу α осі обертання диска до вертикалі

Встановлювали режим роботи висівного апарата. При досягненні сталого режиму роботи на нижню частину висівного апарата (нульова позначка) у клиноподібний канал клалась одна насінина і визначався час проходження окремих ділянок висівної канавки до потрапляння насінини до насіннепроводу. За результатами досліджень визначалося середнє значення положення одиночної насінини люцерни (кут ϕ) у клиноподібному каналі вібраційно-дискового висівного апарата від обертання диска, які порівнювали з теоретичними значеннями отриманими за формулами (4) та

(5). Адекватність отриманих результатів наведених на рис. 3, б перевірялися за критерієм Фішера

Висновки. 1. Кут між робочими поверхнями диска та банки $\nu \leq 20^\circ$ призводить до заклинювання тіл діаметром 1,0...3,0 мм. При зміні значень кута ν в діапазоні від 25° до 40° забезпечується інтенсивне переміщення насіння в робочому каналі, що знижує імовірність неперервності їх потоку. В діапазоні від $47,5^\circ$ до 80° тіла не піднімаються по робочому каналу. Раціональним значенням кута є $\nu = 45^\circ$.

2. При значеннях кута нахилу осі обертання висівного диска до вертикалі $\alpha \leq 20^\circ$ знижується імовірність формування однонасінневого потоку, а перевищення $\alpha \geq 35^\circ$ призводить до суттєвого зростання часу піднімання насіння до верхнього положення робочого каналу (зниження продуктивності апарата). Раціональним значенням кута є $\alpha = 30^\circ$.

3. Розбіжність результатів теоретичних досліджень значень кутів φ положення насіння в робочому каналі з експериментальними складає в середньому 3...5 %, що підтверджує адекватність створених математичних моделей динаміки руху тіл сферичної форми в клиноподібному каналі розробленого вібраційно-дискового висівного апарата.

Список літератури

1. Машини для точного посева пропашных культур: конструирование и расчёт / [Басин В.С., Брей В.В., Погорелый Л.В. и др.]; под ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1987. – 151 с.
2. Пат. 19548 Україна, МПК А 01 С7/16. Вібраційно-дисковий висівний апарат / П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко. - № 200607444; заявл. 04.07.2006; опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12.
3. Заїка П.М. Основи математичного моделювання технологічного процесу вібраційно-дискового апарата для точного висіву насіння / П.М. Заїка, Ю.О. Манчинський, Р.В. Кириченко // Зб. наук. праць НАУ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Київ, 2001. – Т. 10. – С. 138–141.

П. Заїка, М. Бакум, Р. Кириченко

Математическое моделирование движения семян в рабочем канале вибрационно-дискового высевального аппарата

Наведены результаты моделирования движения семян в виде отдельного тела и влияния угла между рабочими поверхностями диска и банки, и угла наклона высевального диска на характер функционирования высевального аппарата.

P. Zaika, N. Bakum, R. Kyrychenko

Research of influence of parameters of oscillation-disk vehicle on evenness of sowing of seed of rape

The results of researches of model of motion of seed are pointed as a separate body for finding out of character of his motions. Influences of corner between the workings surfaces of disk of both jar and angle of slope of sowing disk, which determine descriptions of functioning of seedmeter.

Одержано 08.10.12

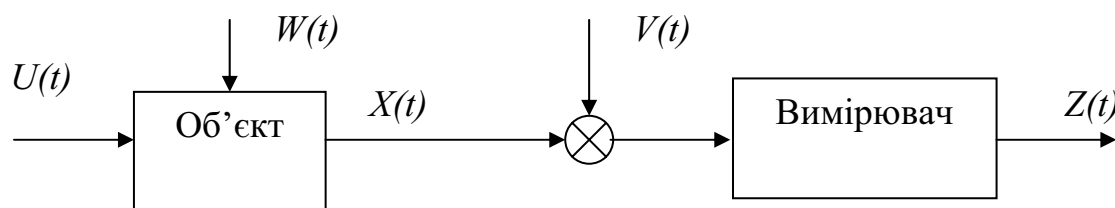
УДК 621.391

В.В. Сидоренко, проф., д-р техн. наук, Р.М. Минайленко, викл.
Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз випадкових збурень і їх вплив на навантаження стрічкової зернової норії

В статті проведено аналіз випадкових збурень, що виникають в динаміці роботи стрічкової зернової норії. На основі отриманих результатів зроблено висновок, що існуючі системи керування навантаженням норій не враховують вплив випадкових збурень при оцінюванні їх навантаження.
норія, збурення, навантаження

При вимірюванні навантаження норії існуючі автоматизовані системи керування (АСК) не враховують вплив збурень, які мають випадковий характер. Ці збурення виникають в об'єкті керування і впливають на вимірювач, який перетворює змінні стани об'єкта у вихідні величини. В загальному випадку місця прикладання збурень можуть не співпадати із входами і виходами системи рис. 1 [1]:



$U(t)$ – вектор вхідних впливів системи; $X(t)$ – вектор вихідного стану об'єкта;
 $Z(t)$ – вектор вихідного стану системи; $W(t), V(t)$ – вектори випадкових збурень

Рисунок 1 - Лінійна динамічна система в загальному вигляді

Якщо вважати, що $U(t) \neq 0$, а $W(t)=0$ і $V(t)=0$, то динамічна система (рис.1) матиме такий вигляд рис.2 :

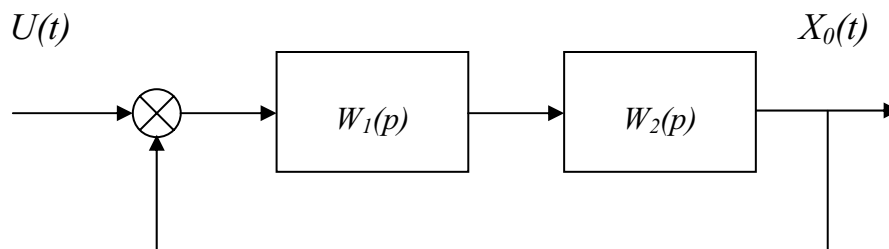


Рисунок 2 - Структурна схема системи без випадкових збурень $W_1(p)$, $W_2(p)$ – передаточні функції об'єкта

Таку динамічну систему (рис.2) можна представити у вигляді системи векторно – матричних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= F(t)X_0(t) + G(t)U(t) \\ Z(t) &= H(t)X_0(t) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де $F(t), G(t), H(t)$ – матриці, що характеризують параметри системи.

Структурна схема системи при $U(t) \neq 0$ і $W(t) \neq 0$, представлена на рис.3:

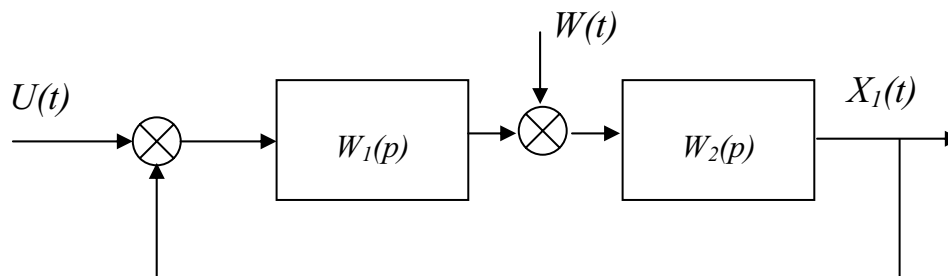


Рисунок 3 - Структурна схема системи із випадковими збуреннями

Тоді при умові $U(t) = 0$, а $W(t) \neq 0$, випадкові збурення $W(t)$ можна привести до входу об'єкта і структурну схему об'єкта можна представити в такому вигляді (рис.4):

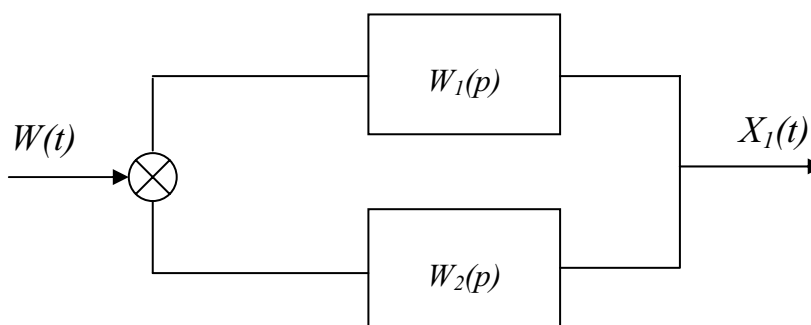


Рисунок 4 - Структурна схема об'єкта із випадковими збуреннями $W(t) \neq 0$ при $U(t) = 0$
 $X_1(t)$ - вектор вихідного стану об'єкта

Користуючись викладеними положеннями і при умові $U(t) = 0$, а $W(t) \neq 0$, динамічну систему (рис.5), відносно випадкових збурень, можна представити системою векторно – матричних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= A(t)X_1(t) + B(t)W(t) \\ Z(t) &= C(t)X_1(t) \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де $A(t)$ - матриця розміру $n \times n$, що характеризує параметри об'єкта;

$B(t)$ – матриця розміру $n \times m$, яка перетворює вхідні дії;

$C(t)$ – матриця розміру $p \times n$, що характеризує параметри вимірювача [1,2].

При одночасному впливі задаючих дій і збурень на систему, тобто при умові $U(t) \neq 0$ і $W(t) \neq 0$ та $V(t) \neq 0$ повне значення керованої величини $Z(t)$, використовуючи принцип суперпозиції, можна записати, як суму систем (1) і (2):

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= X(t)(F(t) + A(t)) + G(t)U(t) + B(t)W(t) \\ Z(t) &= X(t)(H(t) + C(t)) + V(t) \\ X(t) &= X_0(t) + X_1(t) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Геометричну інтерпретацію вихідної величини $X(t)$ у двовимірному просторі, можна відобразити так (рис.5):

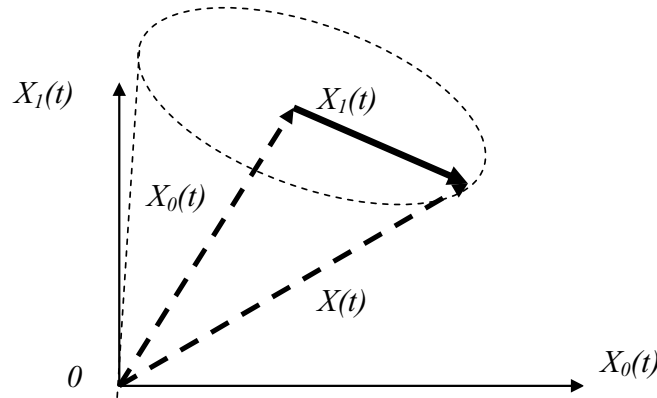


Рисунок 5 - Геометрична інтерпретація вихідної величини $X(t)$

Із рис.5 можна зробити висновок, що вектор $X(t)$ є результатом векторної суми $X_0(t)$ і $X_1(t)$, що спостерігається на виході об'єкта як корисний сигнал $X_0(t)$ і мультиплікативна завада $X_1(t)$. Результат дії мультиплікативної завади у тому, що корисний сигнал (якщо стосовно норії, то це сигнал навантаження) змінюється випадковим чином. В результаті чого, отримувач сигналу (диспетчер пульта керування), спостерігаючи за $X(t)$, не може точно визначити, який корисний сигнал $X_0(t)$ він отримав. Слід враховувати, якщо $W(t)$ випадковий процес з нормальним розподілом, то вектор $X(t)$ описує конус (рис.5). Таким чином в загальному випадку мультиплікативна завада утворює адитивну суміш корисного сигналу і випадкових величин: $X_0(t) + X_0(t)\varphi(t) + X_1(t)$, де $X_1(t)$ – змінні випадкові завади, що виникають в структурі об'єкта. Тому, спостерігаючи спотворений сигнал, отримувач з певним критерієм (певною ймовірністю) аналізує його і приймає керуюче рішення про регулювання навантаження норії.

В загальному випадку динамічну систему схематично можна зобразити так (рис.6) [1,4]:

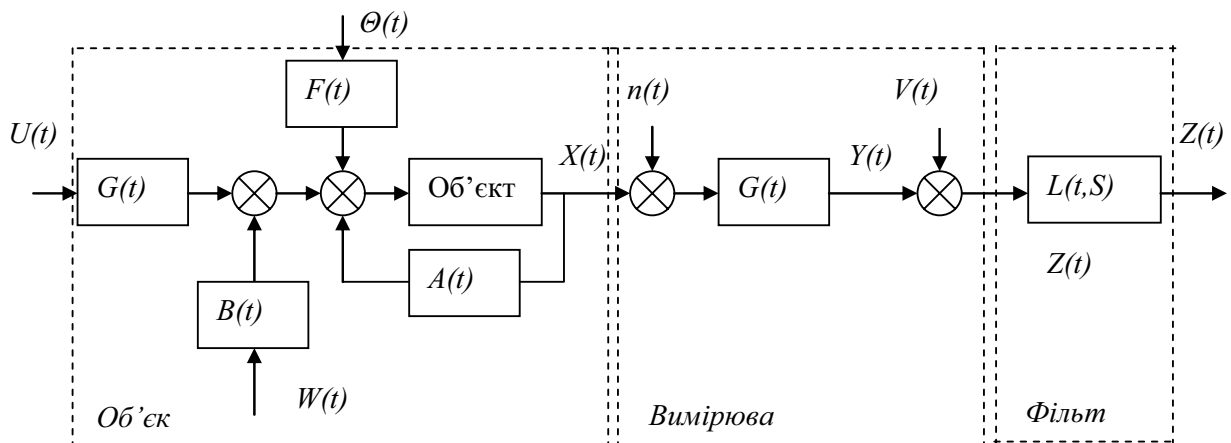


Рисунок 6 - Узагальнена функціональна схема динамічної системи

Динамічна система описується системою векторно-матричних рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dt} &= A(t)X(t) + G(t)U(t) + F(t)\Theta(t) + B(t)W(t) \\ Y(t) &= C(t)X(t) + N(t) \\ Z(t) &= L(t)Y(t) + V(t) \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де $U(t)$ – вектор вхідних впливів;

$X(t)$ – вектор стану об’єкта;

$Z(t)$ – вектор вихідних величин;

$L(t,S)$ – матриця імпульсних перехідних функцій фільтра;

$A(t)$ – матриця розміру $n \times n$, що характеризує параметри об’єкта;

$\Theta(t)$ – вектор зміни параметрів об’єкта керування;

$W(t)$ – вектор внутрішніх мультиплікативних завад об’єкта;

$G(t)$ – матриця розміру $n \times m$, яка перетворює вхідні дії;

$C(t)$ – матриця розміру $p \times n$, що характеризує параметри вибору;

$F(t)$ – матриця розміру $n \times n$, що перетворює зміну стану об’єкта;

$N(t)$ – вектор адитивних завад вимірювача;

$V(t)$ – вектор адитивних завад при передачі сигналу.

Завдання вимірювання стану об’єкта полягає у знаходженні значення вектора $X(t)$ за значеннями вектора вихідної величини $Y(t)$. Присутність помилок вимірювання $N(t)$ та $\Theta(t)$ вектора параметрів призведе до появи помилок вектора X_ε ,

$$X_\varepsilon(t) = X(t) - X_\gamma(t),$$

$X_\gamma(t)$ – вектор при відсутності помилок $N(t)$ та $\Theta(t)$.

Таким чином, вектор-функції $X(t)$, X_ε , $X_\gamma(t)$ розглядаються як множина векторів у n -мірному просторі. Введення скалярного добутку:

$$\langle X_\varepsilon^T X_\varepsilon \rangle = M[X_\varepsilon^T(t) X_\varepsilon(t)]$$

робить простір гільбертовим, метрика якого визначається нормою вектора:

$$\|X_\varepsilon\|^2 = M \sum_{i=1}^{\infty} \varepsilon_i^2(t)$$

і задача зводиться до мінімізації даної норми [3]. Геометрична модель цього процесу для двовимірного випадку показана на рис.7:

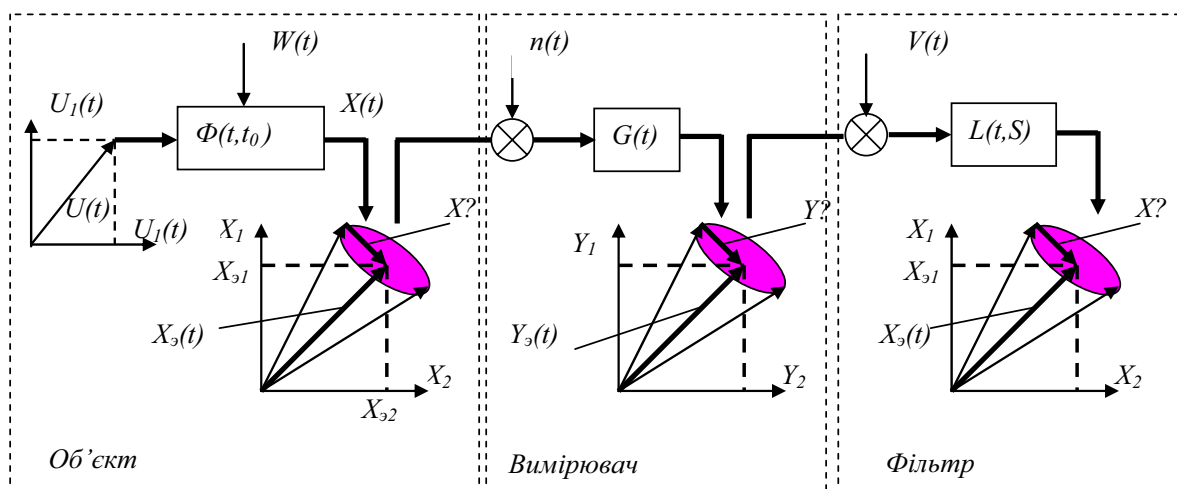


Рисунок 7 - Геометрична інтерпретація знаходження $X(t)$

Якщо в якості фільтра використати фільтр Калмана-Бьюсі, то з допомогою нього можна знайти оцінку $X(t)$, а значення оцінки $X_0(t)$ буде невизначене (рис.5), що ускладнює отримання істинного сигналу навантаження норії і приводить до зменшення її продуктивності.

Список літератури

1. Солодов А.В. Методы теории систем в задаче непрерывной фильтрации. / А.В. Солодов – М.: Энергоатомиздат, 1976. – 264 с.
2. Лекции по теории автоматического управления: [Учебное пособие] / В.А. Бесекерский, А.Н. Герасимов, С.В. Лучко, Л.Ф. Порфирьев, С.М. Федоров, В.И. Цветков - Министерство обороны СССР, 1968. – 472 с.
3. Помазан Л.В. Методи ідентифікації в системах управління технологічними процесами: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.03 “Системи і процеси керування” / Л.В. Помазан - Кіровоград, 2006. - 20 с.

В. Сидоренко, Р. Минайленко

Анализ случайных возмущений и их влияние на нагрузку ленточной зерновой нории

В статье проведен анализ случайных возмущений, которые возникают в динамике работы ленточной зерновой нории. На основе полученных результатов сделан вывод, что существующие системы управления нагрузкой норий не учитывают влияние случайных возмущений при оценивании их нагрузки.

V. Sidorenko, R. Minaylenko

Analysis of casual indignations and their influence on loading of band corn noria

The analysis of casual indignations which arise up in the dynamics of work of band corn noria is conducted in the article. On the basis of the got results a conclusion is done, that existent control the system loading of norias does not take into account influence of casual indignations at the evaluation of their loading.

Одержано 12.10.12

УДК 631.365

І.О.Скриннік, В.В.Яцун, В.В.Дарієнко, Д.В. Богатирьов, С.О.Карпушин, доценти, кандидати технічних наук, М.О.Федотова, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення впливу основних параметрів при експериментальних дослідженнях сушіння зернового матеріалу в киплячому стані

В статті наведено експериментальні дослідження і встановлені основні закономірності впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі.

каскад, зерносушарка каскадного типу, киплячий шар насіння

Сушіння зерна та насіння є основною технологічною операцією по приведенню його в стійкий стан. Необхідність і своєчасність штучного сушіння зернових культур

Якщо в якості фільтра використати фільтр Калмана-Бьюсі, то з допомогою нього можна знайти оцінку $X(t)$, а значення оцінки $X_0(t)$ буде невизначене (рис.5), що ускладнює отримання істинного сигналу навантаження норії і приводить до зменшення її продуктивності.

Список літератури

1. Солодов А.В. Методы теории систем в задаче непрерывной фильтрации. / А.В. Солодов – М.: Энергоатомиздат, 1976. – 264 с.
2. Лекции по теории автоматического управления: [Учебное пособие] / В.А. Бесекерский, А.Н. Герасимов, С.В. Лучко, Л.Ф. Порфирьев, С.М. Федоров, В.И. Цветков - Министерство обороны СССР, 1968. – 472 с.
3. Помазан Л.В. Методи ідентифікації в системах управління технологічними процесами: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.03 “Системи і процеси керування” / Л.В. Помазан - Кіровоград, 2006. - 20 с.

В. Сидоренко, Р. Минайленко

Анализ случайных возмущений и их влияние на нагрузку ленточной зерновой нории

В статье проведен анализ случайных возмущений, которые возникают в динамике работы ленточной зерновой нории. На основе полученных результатов сделан вывод, что существующие системы управления нагрузкой норий не учитывают влияние случайных возмущений при оценивании их нагрузки.

V. Sidorenko, R. Minaylenko

Analysis of casual indignations and their influence on loading of band corn noria

The analysis of casual indignations which arise up in the dynamics of work of band corn noria is conducted in the article. On the basis of the got results a conclusion is done, that existent control the system loading of norias does not take into account influence of casual indignations at the evaluation of their loading.

Одержано 12.10.12

УДК 631.365

І.О.Скриннік, В.В.Яцун, В.В.Дарієнко, Д.В. Богатирьов, С.О.Карпушин, доценти, кандидати технічних наук, М.О.Федотова, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначення впливу основних параметрів при експериментальних дослідженнях сушіння зернового матеріалу в киплячому стані

В статті наведено експериментальні дослідження і встановлені основні закономірності впливу параметрів зерносушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі.

каскад, зерносушарка каскадного типу, киплячий шар насіння

Сушіння зерна та насіння є основною технологічною операцією по приведенню його в стійкий стан. Необхідність і своєчасність штучного сушіння зернових культур

викликана підвищеною післязбиральною їх вологістю. До 80% врожаю всіх зернових культур, що поступають на хлібозбиральні підприємства або на токи господарів, мають підвищену вологість під час збирання до 35-45% і обов'язково потребують додаткового сушіння. Тому забезпечення стійкого збереження і стабілізація якості насіння можуть бути досягнуті тільки своєчасним, якісним і інтенсивним сушінням [1].

На сьогодні запропоновано багато технічних рішень для сушіння насіння за фізико – механічними властивостями. Але слід відмітити, що більшість з них не забезпечують агротехнічні вимоги або економічно не ефективні [2].

На кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету розроблено конструкцію зерносушарку каскадного типу [4].

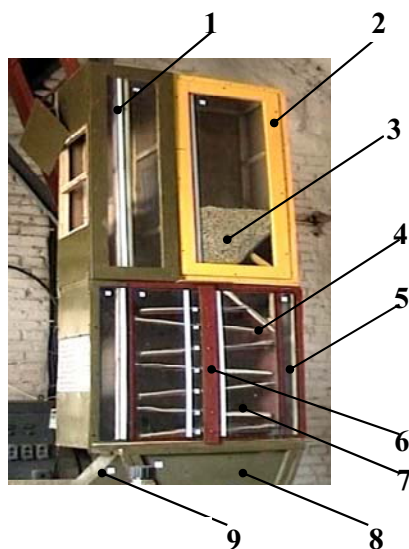
Мета дослідження полягає в визначенні основних закономірностей впливу параметрів сушарки каскадного типу на якісні показники роботи під час сушіння насіння в киплячому шарі.

Для дослідження впливу окремих факторів на цільові функції та знаходження оптимальних значень факторів було виготовлено експериментальну установку (рис.1).

Параметричні обстеження, які є рівнями варіювання факторів, наведено в табл. 1.

Таблиця 1 - Рівні варіювання факторів

Фактори		Рівні варіювання		Інтервал варіювання
Найменування	Позначення	Верхній (+)	Нижній (-)	
1. Тиск у конфузорі P_1 , Па.	x_1	600	500	50
2. Тиск у трубопроводі попереднього прогріву P_2 , Па.	x_2	50	0	25
3. Температура агента сушіння в сушильній камері t_1 , C^0	x_3	130	70	30
4. Температура агента сушіння у трубопроводі попереднього прогріву t_2 , C^0	x_4	130	70	30
5. Товщина шару матеріалу h , м.	x_5	0.020	0.010	0.005
6. Кут нахилу каскадів α , град	x_6	12	3	4.5



1 — осадова камера; 2 — завантажувальний бункер; 3 — оброблюваний матеріал; 4 — сушильна камера; 5 — труба для потрапляння теплоносія в камеру попереднього нагріву; 6 — шарніри для регулювання каскадів; 7 — каскади; 8 — дифузор; 9 — труба для вивантаження просушеного матеріалу

Рисунок 1 - Загальний вигляд лабораторної міні-зерносушарки каскадного типу

Для визначення взаємозв'язку між конструктивними та технологічними параметрами їх оптимального варіанту в роботі проведено математичне планування експерименту.

Процедуру планування експерименту визначення суттєвості факторів та комплексів обчислень здійснювали, використовувавши пакет прикладних програм statgraphic plus.

Таблиця 2 - Поверхні відгуку

Вигляд поверхонь відгуку		
Ефективність сушіння (W)		
Пшениця	Соняшник	Соя
1	2	3
Енергетичні витрати (E), кДж/кг		
Пшениця	Соняшник	Соя
1	2	3
Продуктивність (Q), т/год		
Пшениця	Соняшник	Соя

В результаті проведення експериментальних досліджень отримані наступні раціональні значення параметрів сушарки каскадного типу з попереднім прогрівом, при яких

підвищується ефективність сушіння, продуктивність, та зменшуються енергетичні витрати. Значення чинників представлено в табл. 3 - 5.

Таблиця 3 - Рациональні значення параметрів міні-зерносушарки каскадного типу для ефективності сушіння (W,%)

Тиск агента у сушильній камері P_1 , Па	Температура агента в сушильній камері t_1 , °C	Температура агента у трубі попереднього прогріву t_2 , °C	Товщина шару матеріалу h , м	Кут нахилу робочих каскадів α , °
Пшениця (W = 6,0 – 7,3%)				
540 – 590	118 – 124	35 – 50	0.010 – 0.012	9
Соняшник (W = 6,9 – 7,5%)				
540 – 590	114 – 120	30 – 45	0.010 – 0.012	8
Соє (W = 5,9 – 7,8%)				
540 – 600	90 – 100	30 – 50	0.010 – 0.013	11

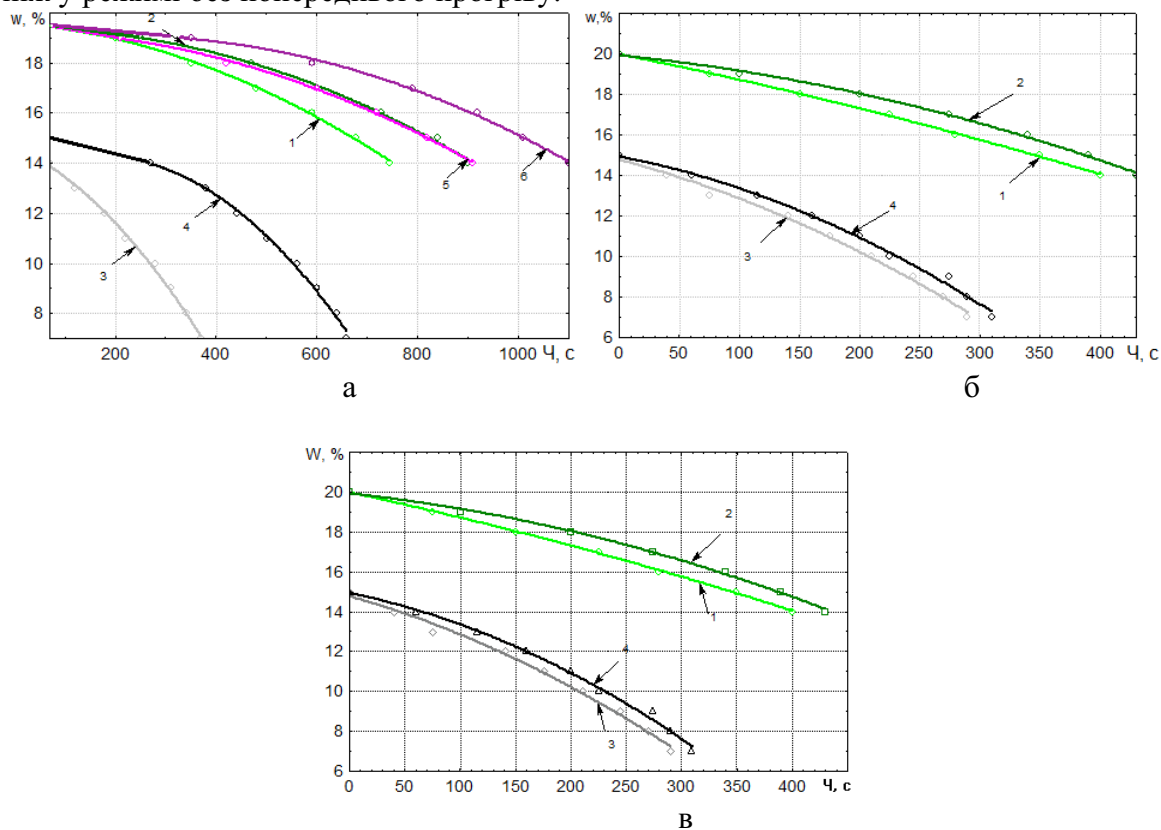
Таблиця 4 - Рациональні значення параметрів міні-зерносушарки каскадного типу для продуктивності (Q, т/год)

Тиск агента у сушильній камері P_1 , Па	Тиск агента у трубі попереднього прогріву P_2 , Па	Температура агента в сушильній камері t_1 , °C	Товщина шару матеріалу h , м	Кут нахилу робочих каскадів α , °
Пшениця (Q = 0,22 – 0,55 т/год)				
580 – 600	0 – 50	118 – 124	0.010 – 0.015	9
Соняшник (Q = 0,37 – 0,41 т/год)				
550 – 600	0 – 50	110 – 128	0.012 – 0.020	8
Соє (Q = 0,22 – 0,25 т/год)				
580 – 600	0 – 50	110 – 126	0.014 – 0.020	11

Таблиця 5 - Рациональні значення параметрів міні-зерносушарки каскадного типу для питомих енергетичних витрат (E, кДж/кг)

Тиск агента у сушильній камері P_1 , Па	Тиск агента у трубі попереднього прогріву P_2 , Па	Температура агента в сушильній камері t_1 , °C	Температура агента у трубі попереднього прогріву t_2 , °C	Товщина шару матеріалу h , м	
Пшениця (E = 84 – 84,4 кДж/кг)					
580	550 –	0 – 50	118 – 126	70 – 130	0.014 – 0.016
Соняшник (E = 100 – 123 кДж/кг)					
590	540 –	0 – 50	118 – 128	70 – 130	0.012 – 0.016
Соє (E = 206 – 250 кДж/кг)					
590	540 –	0 – 50	118 – 126	70 – 130	0.014 – 0.016

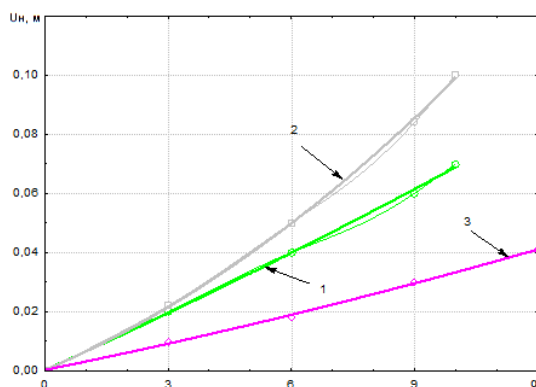
Проаналізувавши графіки зміни вологості (рис. 2 – 4) відповідних культур при режимах з попереднім і без попереднього прогріву, прийшли до висновку, що крива вологознімання при сушінні з попереднім прогрівом більш стрімкіша, а це пояснюється тим, що вологий матеріал за час, протягом якого він знаходиться в завантажуючому бункері, підігрівається і потрапляє безпосередньо в сушильну камеру вже нагрітим, тому час на нагрівання не затрачається і, практично, зразу ж такий вологий матеріал починає віддавати вологу. Швидкість сушіння в режимі з попереднім прогрівом більша, а ніж у режимі без попереднього прогріву.



а – 70 °С; б – 100 °С; в – 130 °С (крім сої);
 1 – пшениця з попереднім прогрівом; 2 – пшениця без попереднього прогріву;
 3 – соя з попереднім прогрівом; 4 – соя без попереднього прогріву;
 5 – соя з попереднім прогрівом; 6 – соя без попереднього прогріву;
 ————— – теоретичні криві; —○—○—○— – експериментальні криві

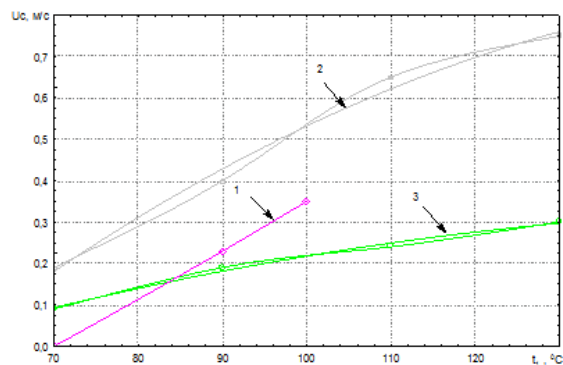
Рисунок 2 - Залежність зниження вологості насіння від часу перебування в міні-зерносушарці при наступних температурах агента сушіння

Порівнюючи графіки зміни вологості (рис. 2) при різних температурних режимах, можна зробити висновок, що при сушінні зерна в режимі з попереднім прогрівом експозиція сушіння на 20% менша, аніж при сушінні без застосування попереднього прогріву. Якісні і кількісні показники висушеного насіння при вказаних режимах, практично, не відрізняються, а іноді й покращуються. Очевидно, що зменшення експозиції сушіння обумовить зменшення енергетичних витрат на сушіння.



1 – соняшнику; 2 – пшениці; 3 – сої;
 ———— – теоретичні криві;
 ○—○—○— – експериментальні криві

Рисунок 3 - Залежність швидкості насіння від кута нахилу каскаду для культур



1 – пшениці; 2 – соняшнику; 3 – сої
 ———— – теоретичні криві;
 ○—○—○— – експериментальні криві

Рисунок 4 - Залежність швидкості сушіння від температури агента для культур

Швидкість руху насінневого матеріалу в киплячому стані, практично, прямо пропорційна куту нахилу каскаду, що і підтверджує аналітичну залежність [2]. Порівняння графіків підтвердило те, що швидкість руху дисперсного матеріалу залежить і від його питомої ваги. Насіння сої, маючи більшу густину, ніж інші види насінневих, рухається з найменшою швидкістю по каскадах.

При збільшенні температури агента сушіння швидкість зняття вологи за одиницю часу збільшується, адже відбувається інтенсифікація процесу сушіння. Знаючи початкові умови сушіння за наведеними графіками, можна визначити швидкість сушіння (%/сек.) при певному значенні температури теплоносія. Очевидно, що для різних культур швидкість сушіння U_c буде різною.

Експериментально встановлено область раціональних значень параметрів зерносушарки каскадного типу, при яких спостерігається підвищення якісних показників роботи (ефект сушіння для зернових культур $W=74-92$ %, продуктивність $Q=0,22-0,54$ т/год, при енергетичних витратах $E=10-12,5$ кВт/т):

- тиск в сушильній камері – $P_1=500-600$ Па;
- температура в сушильній камері – $t_1=110-130$ °С;
- товщина шару матеріалу – $h=0,01-0,02$ м;
- кут нахилу робочих каскадів – $\alpha=3-9$ °

Продуктивність для пшениці 0,218-0,55 т/год, сої 0,37-0,41т/год, соняшника 0,218-0,25т/год.

Список літератури

1. Котов Б.І., Коваль С.М., Шустик Л.П., Цема Т.В. Технічні засоби для зберігання зерна в господарствах України // Пропозиція, 1999. № 11. – С. 25-27.
2. Соколов А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна. – М.: Колос, 1975. – 496 с.
3. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. – М.: Машиностроение, 1967. – 196 с.
4. Петренко М.М., Скринник І.О. Зерносушильна установка касетного типу // Збірник наукових праць КДТУ (техніка в сільськогосподарському машинобудуванні, галузеве машинобудування, автоматизація). Випуск 15. – Кіровоград: КДТУ, 2004. – С.323 - 328.

И. Скрынник, В.Яцун, В.Дариенко, Д.Богатырев, С.Карпушин, М.Федотова

Определение влияния основных параметров при экспериментальных исследованиях сушения зернового материала в кипящем состоянии

В статье приведены экспериментальные исследования и установлены основные закономерности влияния параметров зерносушилки каскадного типа на качественные показатели работы во время сушения зерна в кипящем слое

I. Skrynnik, V. Yatsun, V. Darienko, D. Bogatyrev, S. Karpushin, M. Fedotova

Determination of influence of basic parameters at experimental researches of drying corn material in the boiling state

In the article motion of seed is considered for to the cascades of the installation for dry grain in the boiling layer. Researches which allow in theory to define the structural parameters of dryer taking into account the features of motion of seed are resulted.

Отримано 24.09.12

УДК 631.331.54

М.М. Косінов, В.В. Амосов, С.А. Мартиненко, А.М.Кириченко доценти, кандидати технічних наук, О.Л. Віннік, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Удосконалення конструкції пневматичного висівного апарата з метою покращення якості сівби

На підставі результатів попередніх досліджень про негативний вплив коливань величини розрідження в вакуумній камері на якість присмокування насінин до отворів висівного диска пневматичного висівного апарата автори пропонують внести конструктивні зміни в серійний апарат, що дозволить стабілізувати величину розрідження в вакуумній камері апарата, поліпшити якість присмокування насінин до отворів диска і, як наслідок, підвищити рівномірність розподілення насінин в борозні.

пневматичний апарат, отвори висівного диска, присмокування насінин до отворів, вакуумна камера, розрідження

На величину урожаю сільськогосподарських культур впливають багато факторів, до головних з яких можна віднести: родючість ґрунту, якість посівного матеріалу і якість сівби. Якість сівби оцінюють рівномірністю розподілу насіння за глибиною загортання і по засіяній площі. При рядковій сівбі просапних культур (з широкими міжряддями) рівномірність розподілу насіння по засіяній площі оцінюють рівномірністю розподілу насінин у рядку.

Рівномірність розподілу насінин у рядку пневматичними сівалками пунктирного (точного) висіву (типу СУПН) залежить в значній мірі від якісного однозернового заповнення чарунок (отворів) висівного диска насінинами, яке, в свою чергу, залежить від багатьох факторів, одним з головних з яких є величина розрідження у вакуумній камері висівного апарата.

Питанням вивчення впливу різних факторів на якість заповнення чарунок

И. Скрынник, В.Яцун, В.Дариенко, Д.Богатырев, С.Карпушин, М.Федотова

Определение влияния основных параметров при экспериментальных исследованиях сушения зернового материала в кипящем состоянии

В статье приведены экспериментальные исследования и установлены основные закономерности влияния параметров зерносушилки каскадного типа на качественные показатели работы во время сушения зерна в кипящем слое

I. Skrynnik, V. Yatsun, V. Darienko, D. Bogatyrev, S. Karpushin, M. Fedotova

Determination of influence of basic parameters at experimental researches of drying corn material in the boiling state

In the article motion of seed is considered for to the cascades of the installation for dry grain in the boiling layer. Researches which allow in theory to define the structural parameters of dryer taking into account the features of motion of seed are resulted.

Отримано 24.09.12

УДК 631.331.54

М.М. Косінов, В.В. Амосов, С.А. Мартиненко, А.М.Кириченко доценти, кандидати технічних наук, О.Л. Віннік, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Удосконалення конструкції пневматичного висівного апарата з метою покращення якості сівби

На підставі результатів попередніх досліджень про негативний вплив коливань величини розрідження в вакуумній камері на якість присмокування насінин до отворів висівного диска пневматичного висівного апарата автори пропонують внести конструктивні зміни в серійний апарат, що дозволить стабілізувати величину розрідження в вакуумній камері апарата, поліпшити якість присмокування насінин до отворів диска і, як наслідок, підвищити рівномірність розподілення насінин в борозні.

пневматичний апарат, отвори висівного диска, присмокування насінин до отворів, вакуумна камера, розрідження

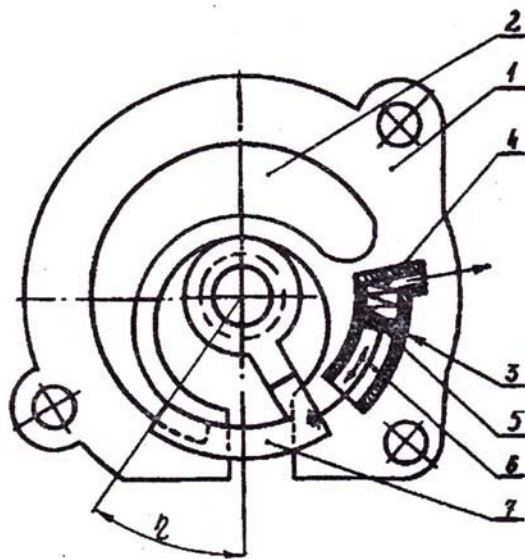
На величину урожаю сільськогосподарських культур впливають багато факторів, до головних з яких можна віднести: родючість ґрунту, якість посівного матеріалу і якість сівби. Якість сівби оцінюють рівномірністю розподілу насіння за глибиною загортання і по засіяній площі. При рядковій сівбі просапних культур (з широкими міжряддями) рівномірність розподілу насіння по засіяній площі оцінюють рівномірністю розподілу насінин у рядку.

Рівномірність розподілу насінин у рядку пневматичними сівалками пунктирного (точного) висіву (типу СУПН) залежить в значній мірі від якісного однозернового заповнення чарунок (отворів) висівного диска насінинами, яке, в свою чергу, залежить від багатьох факторів, одним з головних з яких є величина розрідження у вакуумній камері висівного апарата.

Питанням вивчення впливу різних факторів на якість заповнення чарунок

висівного диска пневматичного висівного апарата насінинами, в тому числі і впливу величини розрідження у вакуумній камері, займалися багато дослідників [1, 2, 3]. Вони встановили, що на якість присмокування насінин до отворів висівного диска в значній мірі впливає як величина вакууму (розрідження повітря) в вакуумній камері, так і рівномірність (стабільність) величини розрідження. Величина розрідження в вакуумній камері повинна бути однаковою в усіх висівних апаратах сівалки, причому межі коливання розрідження не повинні впливати на якість присмокування насінин до отворів висівного диска. В той час як на практиці, особливо при використанні висівних дисків з великими розмірами присмокувальних отворів, при незаповненні хоча б одного отвору відбувається велика втрата розрідження, погіршуються умови присмокування насінин до інших отворів, що призводить до появи пропусків у рядках і, як наслідок, погіршується рівномірність розподілу насінин. При відповідних дослідженнях [3] було встановлено, що один незаповнений отвір діаметром 5,5мм знижує розрідження в вакуумній камері на 15–20%, а при трьох-чотирьох підряд відкритих отворах повністю припиняється висів на 1–3 оберти висівного диска, що відповідає виникненню просівів довжиною 8–20м.

Таким чином, для забезпечення якісного заповнення отворів диска насінинами і рівномірного розподілу їх в рядку необхідно компенсувати втрати розрідження в вакуумній камері. Враховуючи, що регулювати величину розрідження в вакуумній камері можна за рахунок зміни живого перерізу вакуумкамери, в роботі [3] пропонується обладнати висівні апарати автоматичними регуляторами розрідження, які працюють за даним принципом. Пристрій (рис.1) складається з заслінки для перекривання перерізу вакуумної камери, яка шарнірно встановлена на підпружиненому штоці поршня, розташованих в пневмоциліндрі, аеродинамічно сполученого з вакуумною камерою. Регулятор розрідження працює наступним чином. При включенні розрідження поршень стискає пружину і переміщуючись по пневмоциліндру тягне за собою шток, на якому закріплена заслінка (відсікач вакууму), при цьому отвір (переріз) вакуумної камери стає повністю відкритим. При зменшенні розрідження в вакуумній камері, воно зменшується і в пневмоциліндрі. При цьому пружина переміщує поршень, а останній через шток переміщує відсікач вакууму за годинниковою стрілкою, перекриваючи частину перерізу вакуумної камери.



1 – корпус; 2 – вакуумна камера; 3 – пневмоциліндр; 4 – пружина; 5 – поршень; 6 – шток;
7 – відсікач вакууму (заслінка)

Рисунок 1 – Пристрій для стабілізації величини розрідження в вакуумній камері

Це призводить до того, що швидкість руху повітря через переріз збільшується, при цьому підвищується величина розрідження в вакуумній камері і пневмоциліндрі. Після цього поршень, шток і відсікач вакууму переміщуються в зворотній бік, збільшуючи переріз вакуумкамери і зменшуючи величину розрідження в ній. Цей процес періодично повторюється. Таким чином досягається стабільність величини розрідження в вакуумній камері висівного апарата. За даними авторів, перекриття перерізу вакуумкамери зміною положення заслінки в межах від $\eta = 15^{\circ}$ (вакуумна камера повністю відкрита) до $\eta = 35^{\circ}$ (вакуумкамера частково перекрита) можна повністю компенсувати втрати вакууму в початковий момент роботи сівалки навіть тоді, коли загальна площа незаповнених отворів досягає 176,6 мм, що відповідає площі семи присмоктувальних отворів діаметром 5 мм.

Але, на наш погляд, запропонована авторами конструкція автоматичного регулятора вакууму не здатна вирішити дану проблему оскільки однією із ланок виконавчого механізму запропонованого регулятора є пружина, якій властива велика інерційність, жорсткості пружин можуть різнитися між собою і, до того ж, протягом часу жорсткості пружин можуть змінюватися. Крім того (з цим погоджуються і автори) перекриття перерізу вакуумкамери призводить до зміни точки скидання насіння, а отже, і до зміни траєкторій руху насіння до дна борозни і можливого погіршення рівномірності розподілу насіння у рядку.

Нами для підвищення стабільності величини розрідження повітря в вакуумній камері, а отже, і для покращення процесу заповнення отворів висівного диска пропонується наступне удосконалення пневмомеханічного висівного апарата [4]. В висівному апараті по патенту [2] встановлений зубчастий допоміжний диск, який розміщений між висівним диском і ворушилкою. Він орієнтує насіння, покращуючи його присмоктання до отворів диска. На дні корпусу висівного апарата в робочій зоні забірної камери встановлена криволінійна пластина, причому відстань між зовнішнім колом допоміжного диска і пластиною перевищує розмір насіння, які висіваються. Це забезпечує при роботі висівного апарата миттєве розміщення насіння, які входять в забірну камеру, проти отворів диска, не допускаючи появи незаповнених отворів і зменшення величини розрідження в вакуумній камері.

На рис.2 схематично зображена частина пневмомеханічного висівного апарата. Корпус 1 має горловину 2, через яку насіння з бункера під дією власної ваги поступає в забірну камеру 3. В цій камері розміщений висівний диск 4 і ворушила 5. Між диском і ворушилкою розміщений допоміжний диск 6 для орієнтації насіння з боку ворушили. Висівний диск, ворушилка і допоміжний диск встановлені на ведучому валу 7. До дна корпусу прикріплена криволінійна пластина 8 за допомогою гвинтів 9 (рис.2, вигляд по стрілці Б) таким чином, щоб між зовнішнім колом допоміжного диска і пластиною був забезпечений зазор, який перевищує максимальний розмір насіння, що висіваються. Криволінійна пластина виконана регульованою відносно допоміжного диска (див.рис.2, розріз А-А і вигляд по стрілці Б), що забезпечує зміну зазору при зміні виду насіння і його розмірів.

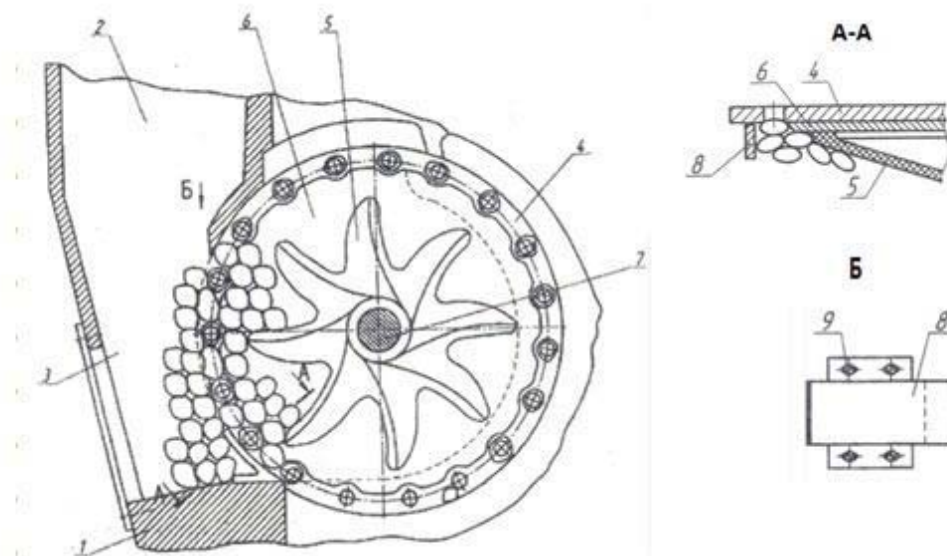


Рисунок 2 – Схема частини пневмомеханічного висівного апарата

Працює апарат таким чином. При обертанні висівного диска насінини з горловини попадають на дно забірної камери. Тут, завдяки встановленню криволінійної пластини насіння орієнтується між нею і допоміжним диском якраз навпроти отворів (див.рис.2, розріз А-А), тому при виході отвору висівного диска з-під корпуса в зоні початку вакуумної камери одна з насінин одразу перекриває отвір, не допускаючи падіння величини розрідження в вакуумній камері, інше насіння присмоктується до отворів диска і транспортується ним до місця скидання (де закінчується вакуумна камера) і під дією сил тяжіння падає на дно борозни, утвореної сошником. При зміні виду насіння, яке висівається (з іншими розмірами), ослаблюють гвинти кріплення криволінійної пластини і переміщують її в необхідне положення.

Ефективність запропонованої конструктивної зміни пневмомеханічного висівного апарата забезпечується можливістю підвищення частоти обертання висівного диска, що дозволяє збільшити робочу швидкість сівалки і її продуктивність без погіршення якості заповнення отворів диска завдяки примусовій орієнтації насіння проти присмоктувальних отворів в нижній частині вакуумної камери.

У підсумку слід відмітити, що Державним департаментом інтелектуальної власності на дане удосконалення пневмомеханічного висівного апарата авторам виданий патент на корисну модель [4], що підтверджує новизну запропонованих змін.

Список літератури

1. Комаристов В.Е., Петренко Н.Н. Исследование высевающего аппарата сеялки СУПН-8 // Конструирование и технология производства с.-х. машин : респ. межвед. науч.-техн. сб. – К.: Техника, 1975. – Вып.5. – С.30–31.
2. Пат. 55747А Україна, МПК А01С 7/04. Пневматичний висівний апарат / С.І.Шмат, П.Г.Лузан, К.Д.Матвеев та ін.– № 2002064526; заявл. 04.06.2002; опубл. 15.04.2003, Бюл. №4.-3с.
3. Пневматические сеялки: конструирование и расчет / С.А.Мартыненко, Л.Г.Машишена, Л.В.Погорельый и др. – К.: Техніка, 1992. –С. 133–139.
4. Пат. 45733А Україна, МПК А01С 7/04. Пневматичний висівний апарат / С.І.Шмат, М.О.Свірень, М.М.Косінов та ін.– №u200905485; заявл. 01.06.2009; опубл. 25.11.2009, Бюл.№22.

М.Косинов, В.Амосов, С.Мартиненко, А.Кириченко, А. Винник

Усовершенствование конструкции пневматического высевающего аппарата с целью улучшения качества посева

На основании результатов предыдущих исследований про негативное влияние колебаний величины разрежения в вакуумной камере на качество присасывания семян к отверстиям высевающего диска пневматического высевающего аппарата авторы предлагают внести конструктивные изменения в серийный аппарат, что позволит стабилизировать величину разрежения в вакуумной камере аппарата, улучшить качество присасывания семян к отверстиям диска и, как следствие, повысить равномерность распределения семян в борозде.

M.Kosinov, V.Amosov, S/Martynenko, A. Kirichenko, A.Vinnik

Design improvement pneumatic sowing in order to improve the quality of planting

Based on the results of previous studies about the negative impact of fluctuations in the value vacuum in the vacuum chamber on the quality of the holes sucking seed disc pneumatic sowing the authors propose to make design changes to the serial device, which will stabilize the amount of vacuum in the vacuum chamber system, improve the quality of seeds for suction holes drive and, as a consequence, increase the uniformity of distribution of seeds in the furrow.

Одержано 15.09.12

УДК 681.513

**М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук, О.К. Дідик, доц., канд. техн. наук,
М.С. Мірошніченко, асист.**

Кіровоградський національний технічний університет

Ідентифікація динаміки зміни урожайності поля в якості збурення, що діє в автоматизованій системі стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну

В статті розглянуті результати оцінки спектральної щільності зміни урожайності зернових по ходу руху комбайну за відомою картографічною інформацією на класі дробово-раціональних функцій комплексного аргументу.

зернозбиральний комбайн, система стабілізації, потік хлібної маси, урожайність поля

Постановка проблеми. Досягнення максимальної конструктивно забезпеченої пропускної здатності молотарки можливе лише при рівномірному потоці хлібної маси на її вході. Досягнення мінімального рівня коливань потоку хлібної маси на вході молотильно-сепаруючого пристрою в реальних умовах зміни рельєфу поля, врожайності сільськогосподарської культури та вітрового навантаження на комбайн можливе лише у відповідним чином спроектованих оптимальних системах стабілізації. Одним з найважливіших параметрів, що змінює потік хлібної маси Q на вході до молотарки, є урожайність культури. Вона змінюється у широких межах для різних

М.Косинов, В.Амосов, С.Мартиненко, А.Кириченко, А. Винник

Усовершенствование конструкции пневматического высевающего аппарата с целью улучшения качества посева

На основании результатов предыдущих исследований про негативное влияние колебаний величины разрежения в вакуумной камере на качество присасывания семян к отверстиям высевающего диска пневматического высевающего аппарата авторы предлагают внести конструктивные изменения в серийный аппарат, что позволит стабилизировать величину разрежения в вакуумной камере аппарата, улучшить качество присасывания семян к отверстиям диска и, как следствие, повысить равномерность распределения семян в борозде.

M.Kosinov, V.Amosov, S/Martynenko, A. Kirichenko, A.Vinnik

Design improvement pneumatic sowing in order to improve the quality of planting

Based on the results of previous studies about the negative impact of fluctuations in the value vacuum in the vacuum chamber on the quality of the holes sucking seed disc pneumatic sowing the authors propose to make design changes to the serial device, which will stabilize the amount of vacuum in the vacuum chamber system, improve the quality of seeds for suction holes drive and, as a consequence, increase the uniformity of distribution of seeds in the furrow.

Одержано 15.09.12

УДК 681.513

**М.О. Свірень, проф., д-р техн. наук, О.К. Дідик, доц., канд. техн. наук,
М.С. Мірошніченко, асист.**

Кіровоградський національний технічний університет

Ідентифікація динаміки зміни урожайності поля в якості збурення, що діє в автоматизованій системі стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну

В статті розглянуті результати оцінки спектральної щільності зміни урожайності зернових по ходу руху комбайну за відомою картографічною інформацією на класі дробово-раціональних функцій комплексного аргументу.

зернозбиральний комбайн, система стабілізації, потік хлібної маси, урожайність поля

Постановка проблеми. Досягнення максимальної конструктивно забезпеченої пропускної здатності молотарки можливе лише при рівномірному потоці хлібної маси на її вході. Досягнення мінімального рівня коливань потоку хлібної маси на вході молотильно-сепаруючого пристрою в реальних умовах зміни рельєфу поля, врожайності сільськогосподарської культури та вітрового навантаження на комбайн можливе лише у відповідним чином спроектованих оптимальних системах стабілізації. Одним з найважливіших параметрів, що змінює потік хлібної маси Q на вході до молотарки, є урожайність культури. Вона змінюється у широких межах для різних

полів, різних кліматичних умов, та навіть для одного поля внаслідок особливостей протікання процесів філогенезу та онтогенезу рослини.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Характер проходження зазначених процесів розвитку рослини визначається дією багатьох факторів, головними серед яких [1-4] є вплив складу ґрунту, клімату, освітленості, водного режиму. Велика кількість джерел впливу на розвиток рослини та результати досліджень, викладені у роботах [3,4], дозволяють прийняти припущення про випадковий характер зміни врожайності поля.

Мета статті. Оцінити спектральну щільність зміни урожайності зернових по ходу руху комбайну за відомою картографічною інформацією на класі дробово-раціональних функцій комплексного аргументу.

Основні матеріали досліджень. Для досягнення цієї мети застосовано методику ідентифікації динаміки зміни урожайності до картографічних даних поля № 2 зернопаропросапної науково-дослідної сівозміни лабораторії землеробства КІАПВ НААН. Параметри цього поля: форма - прямокутна, довжина D складає 325 м, ширина L – 162м. За інтерпольованими даними, отриманими з карти врожайності поля, побудовано поверхню розподілу рис. 1, яка склала вихідні дані для визначення спектральної щільності зміни врожайності.

У відповідності до зазначеної методики задано напрямок вісі ординат прямокутної системи координат та знайдено кількість проходів k за яку обраний прототип комбайну обробить усе поле

$$k = \text{int}\left(\frac{L}{B}\right) = \text{int}\left(\frac{162}{6}\right) = 27, \quad (1)$$

де B – ширина жатки комбайну.

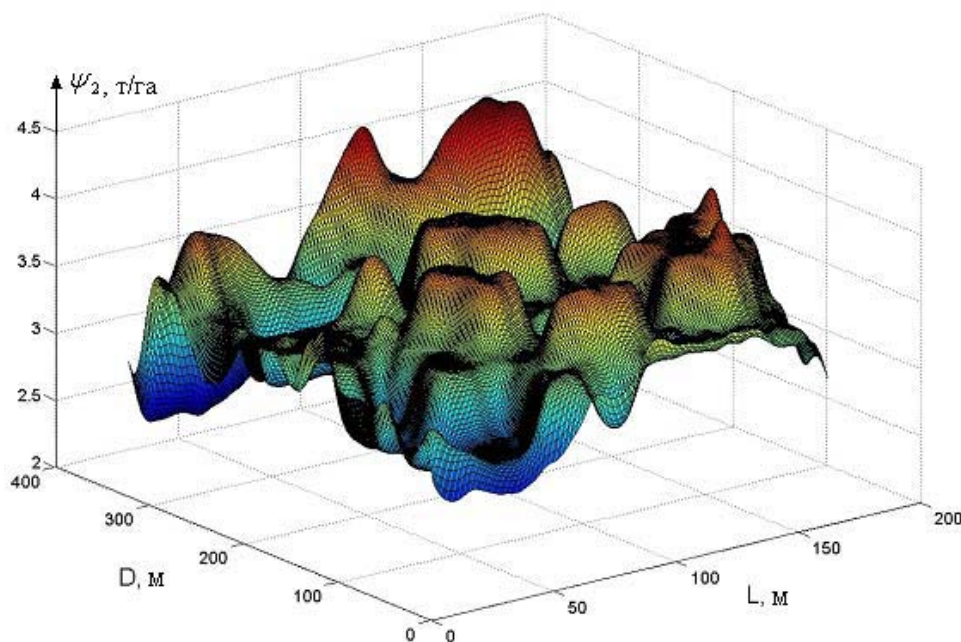


Рисунок 1 – Поверхня розподілу урожайності поля

Для подальшої роботи з масивом даних про урожайність поля перебудуємо його у вектор по ходу руху комбайну. В результаті одержимо вибірку значень урожайності у функції пройденій комбайном відстані вздовж еквівалентного рядка $\psi_2(y)$ (рис. 2).

За даною вибіркою визначимо середню врожайність поля M_h як математичне очікування функції $\psi_2(y)$

$$M_h = 0.35 \text{ кг/м}^2. \quad (2)$$

Наступним кроком визначимо середню швидкість руху комбайну за виразом

$$V_0 = \frac{Q_h}{BM_h(1+\varepsilon)} = \frac{9}{6 \cdot 0.35 \cdot 2.5} = 1.71 \text{ м/с}. \quad (3)$$

де Q_h – продуктивність комбайна.

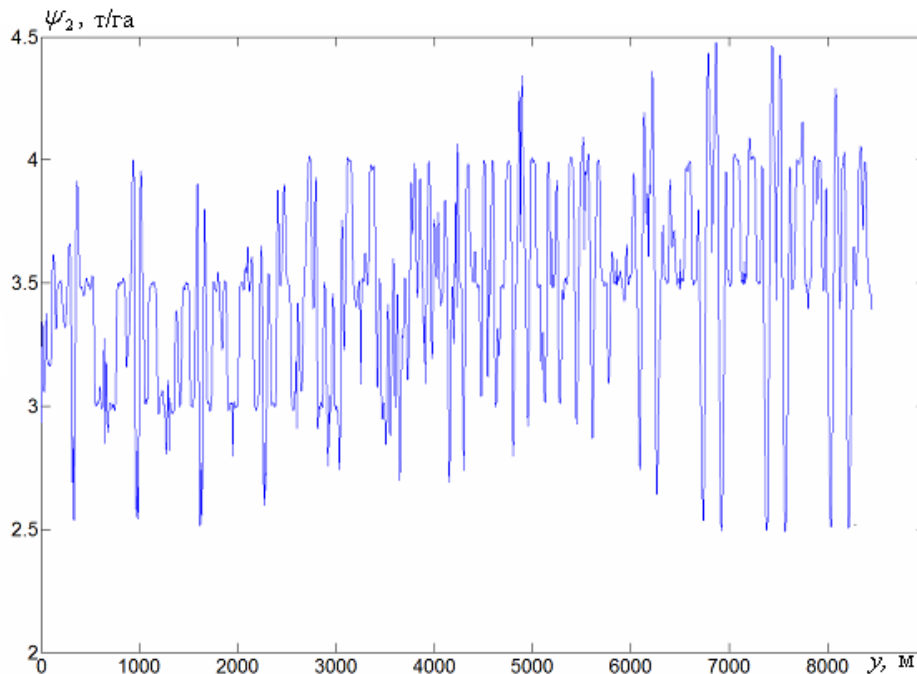


Рисунок 2 – Зміна урожайності поля по ходу руху комбайну

Далі виконуємо перетворення вибірки значень урожайності у функції часу. Для цього визначаємо множину відліків часу та крок дискретизації Δ_t

$$\Delta_t = 0,58 \text{ с} \quad (4)$$

та здійснюємо перехід від лінійної координати y_i до часу t_i . Зазначений перехід дозволяє створити набір миттєвих значень зміни урожайності для фіксованої швидкості комбайну V_0 .

Застосування до отриманих таким чином вихідних даних алгоритму Блекмена-Тьюкі з допомогою функцій `corf`, `spectr`, `btsr` дозволило знайти оцінку спектральної щільності зміни врожайності поля, яка виникає при русі комбайну з середньою швидкістю V_0 (рис. 3).

В результаті апроксимації графіку оцінок (рис. 3) методом типових логарифмічних характеристик знайдена спектральна щільність зміни врожайності у вигляді:

$$S_{\psi_2\psi_2}(s) \Big|_{V_0=1.71} = \frac{\sigma_0^2}{\pi} \left| \frac{1}{(T_0s + 1)} \right|^2, \quad (5)$$

де σ_0 – середньоквадратичне відхилення урожайності, що дорівнює 0.035 кг/м^2 ; T_0 – постійна часу, що дорівнює 100 с .

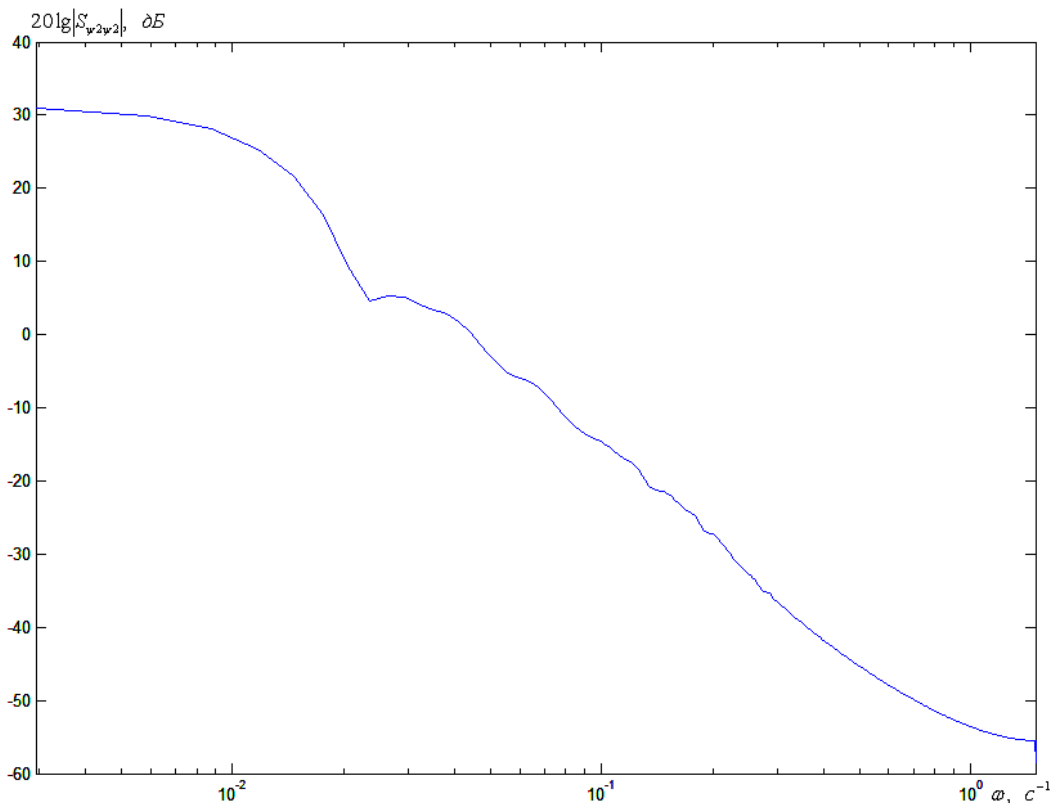


Рисунок 3 – Оцінка спектральної щільності зміни урожайності поля

Висновок. Вивчення процедури отримання спектральної щільності коливань урожайності дозволяє зробити наступний висновок, що при збільшенні середньої швидкості руху комбайну відбувається зменшення постійної часу T_0 , у той час як дисперсія коливань залишається постійною. Останнє дає можливість визначити зв'язок параметрів спектральної щільності зміни врожайності зі швидкістю руху комбайну V_0 у вигляді

$$S_{\psi 2\psi 2} = \frac{\sigma_{\psi 2}^2}{\pi} \left| \frac{1}{(T_{\psi 2}s + 1)} \right|^2, \quad (6)$$

де

$$\sigma_{\psi 2}^2 = \frac{1.71\sigma_0^2}{V_0}, \quad T_{\psi 2} = \frac{1.71T_0}{V_0}. \quad (7)$$

Отримані таким чином моделі динаміки зміни збурень, які впливають на систему стабілізації потоку хлібної маси, дозволяють перейти до визначення динамічних характеристик узагальненого об'єкта керування [5], оскільки визначають область частот, в якій зосереджена потужність зовнішніх впливів.

Список літератури

1. Аніскевич Л.В. Місцевизначене керування технологічними процесами сільськогосподарських машин. / Л.В. Аніскевич // Збірник наукових праць Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва», т. ІХ. – Київ: НАУ, 2000.- С. 43-46.
2. Войтюк Д.Г. Розробка спеціалізованого обладнання сільськогосподарських машин для технології точного землеробства. / Д.Г. Войтюк, Л.В. Аніскевич, В.П. Ковбаса, М.З. Зелинський – К.: редакція ж. «Дім, сад, город», 2003.- 58 с.
3. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины. (Конструкция, теория, расчет): Учебник. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 707 с.

4. Гельфенбейн С.П. Электроника и автоматика в мобильных сельхозмашинах. / Гельфенбейн С.П., Волчанов В.Л. – М.: Агропромиздат, 1986. – 264 с.
5. Осадчий С.І. Синтез оптимальної багатовимірної системи стабілізації руху об'єкта зі зворотнім зв'язком по відхиленню та корекцією по збуренню. / Осадчий С.І., Дідик О.К., Віхрова М.С. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 102 „Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України”. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – С. 71 – 73.

Н. Свирень, А. Дидык, М. Мирошніченко

Идентификация динамики изменения урожайности поля в качестве возмущения, которое действует в автоматизированной системе стабилизации потока хлебной массы зерноуборочного комбайна

В статье рассмотрены результаты оценки спектральной плотности изменения урожайности зерновых по ходу движения комбайна по известной картографической информации на классе дробно-рациональных функций комплексного аргумента.

M. Sviren, O. Didyk, M. Miroshnichenko

Authentication of change dynamics of the field productivity as indignation that operates in automated system of stabilizing of panary mass stream of combine harvester

In the article the considered results of estimation of spectral closeness of change of the productivity grain-growing on motion of combine on the known cartographic information on the class of shot-rational functions of complex argument.

Одержано 18.10.12

УДК 321.30.06

М.М. Підгасцький, доц., канд. техн. наук, К.К.Щербина, асп., М.І.Черновол, проф., д-р техн.наук

Кіровоградський національний технічний університет

Адаптивне керування системами регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструмента

В статі розглядається дослідження процесу адаптивного керування системами регулювання радіального розміру в процесі алмазно-абразивної обробки отворів. Розглянуті системи адаптивного керування для системи регулювання радіального розміру гідростатичного хона та пружно-гвинтового хону. Приведені алгоритми роботи представлених систем адаптивного керування та визначенні їх переваги і недоліки.

адаптивне керування, системи адаптивного керування, алмазно-абразивний інструмент

Сучасні етапи розвитку вимагають підвищеної точності розмірів та якості поверхонь виробів, які виготовляються. Особлива увага приділяється до фінішних операцій обробки деталей. Тому, доцільно на таких операціях, як хонінгування отворів використовувати системи автоматичного керування процесом різання. Використання

4. Гельфенбейн С.П. Электроника и автоматика в мобильных сельхозмашинах. / Гельфенбейн С.П., Волчанов В.Л. – М.: Агропромиздат, 1986. – 264 с.
5. Осадчий С.І. Синтез оптимальної багатовимірної системи стабілізації руху об'єкта зі зворотнім зв'язком по відхиленню та корекцією по збуренню. / Осадчий С.І., Дідик О.К., Віхрова М.С. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 102 „Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження в АПК України”. – Харків: ХНТУСГ, 2010. – С. 71 – 73.

Н. Свирень, А. Дидик, М. Мирошніченко

Идентификация динамики изменения урожайности поля в качестве возмущения, которое действует в автоматизированной системе стабилизации потока хлебной массы зерноуборочного комбайна

В статье рассмотрены результаты оценки спектральной плотности изменения урожайности зерновых по ходу движения комбайна по известной картографической информации на классе дробно-рациональных функций комплексного аргумента.

M. Sviren, O. Didyk, M. Miroshnichenko

Authentication of change dynamics of the field productivity as indignation that operates in automated system of stabilizing of panary mass stream of combine harvester

In the article the considered results of estimation of spectral closeness of change of the productivity grain-growing on motion of combine on the known cartographic information on the class of shot-rational functions of complex argument.

Одержано 18.10.12

УДК 321.30.06

М.М. Підгасцький, доц., канд. техн. наук, К.К.Щербина, асп., М.І.Черновол, проф., д-р техн.наук

Кіровоградський національний технічний університет

Адаптивне керування системами регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструмента

В статі розглядається дослідження процесу адаптивного керування системами регулювання радіального розміру в процесі алмазно-абразивної обробки отворів. Розглянуті системи адаптивного керування для системи регулювання радіального розміру гідростатичного хона та пружно-гвинтового хону. Приведені алгоритми роботи представлених систем адаптивного керування та визначенні їх переваги і недоліки.

адаптивне керування, системи адаптивного керування, алмазно-абразивний інструмент

Сучасні етапи розвитку вимагають підвищеної точності розмірів та якості поверхонь виробів, які виготовляються. Особлива увага приділяється до фінішних операцій обробки деталей. Тому, доцільно на таких операціях, як хонінгування отворів використовувати системи автоматичного керування процесом різання. Використання

даних систем дозволяє забезпечити підвищену точність розмірів та виправлення геометричних відхилень, що призводить до підвищення якості виробу.

Автоматичні системи керування в залежності від закону дії, що задається для регулювання і керування, розділяються на чотири класи, а саме системи стабілізації, системи програмного регулювання, системи стеження та адаптивні системи керування [1,2].

Найбільш доцільно на операціях алмазно-абразивної обробки отворів використовувати системи автоматичного керування, які мають властивість самоприспосовування або, так названі, адаптивні системи керування (АСК) [2].

Саме розкид розмірів та геометричної форми отвору в межах допуску дає недостатність інформації під час процесу відділкової обробки отворів. АСК компенсує дані недоліки. Також, вона дає можливість виправити недоліки геометричної форми отворів, як бочко та сідлоподібність, усунення конусності і врахування зносу зерен алмазно-абразивного інструмента.

Існуючі АСК в залежності від поставленої задачі та методів рішення підрозділяються на наступні види: адаптивні системи функціонального регулювання, адаптивні системи екстремального регулювання, адаптивні системи оптимального регулювання [2].

Аналіз існуючих АСК процесу алмазно-абразивної обробки отворів [3,4] виявив наступний недолік: робота систем відбувається в різнорідних функціональних середовищах, що призводить до втрати швидкодії та ускладнює їх конструкцію.

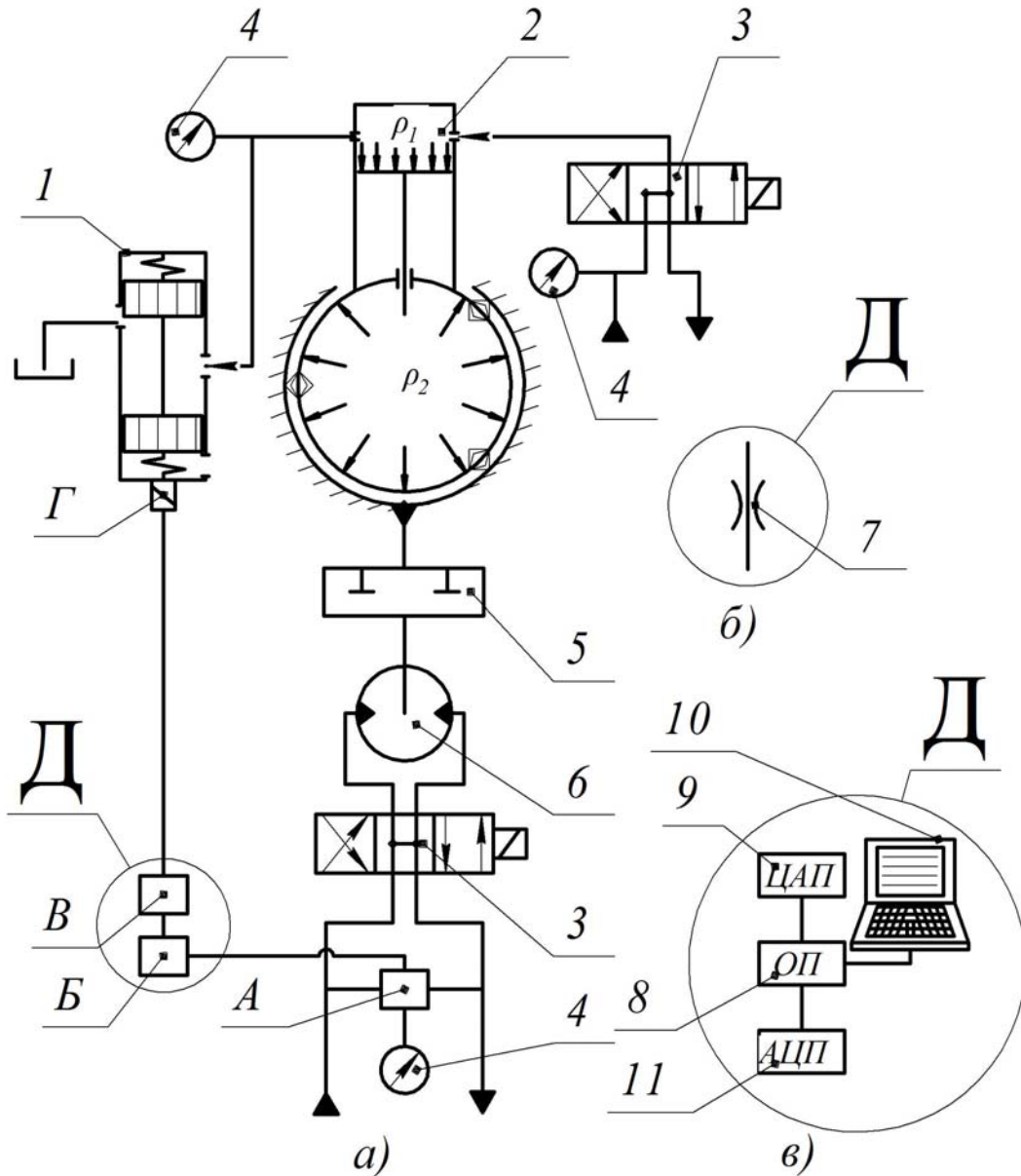
Отже, розглянемо АСК системи регулювання радіального розміру (СРРР) гідростатичного хону (ГСТХ) (рис.1) та АСК СРРР пружно-гвинтового хону (ПГХ) (рис.2). Але необхідно врахувати, що обидві системи будуть мати схожий принцип роботи та СРРР побудовані на єдиному принципі, а саме на основі пружних кінцевих ланок. Виходячи з цього можливо зробити припущення про доцільність розгляду їх як єдиної АСК для обох обумовлених хонів.

Перед початком аналізу необхідно ввести наступні терміни: адаптація прямої та непрямої дії.

Адаптація прямої дії – система в якій між чуттєвим елементом і виконавчим елементом відсутні проміжні ланки і її функціонування відбувається в однорідному функціональному середовищі.

Адаптація непрямої дії – система в якій між чуттєвим елементом і виконавчим елементом присутні проміжні ланки і її функціонування відбувається в різнорідних функціональних середовищах.

Розглянемо більш детальніше АСК прямої дії з демпфером (рис.1, б, рис.2,б)



1 – слідкуючий однокромковий золотник в магістралі зливу СРРР; 2 – СРРР;
 3 – електрогідорозподільник; 4 – манометр; 5 – стіл; 6 – гідромотор; 7 – демпфер; 8 – обчислюючий пристрій; 9 – цифро-аналоговий перетворювач; 10 – монітор; 11 – аналогово-цифровий перетворювач;
 А – чуттєвий елемент (диференціальний датчик тиску); Б – підсилювач вихідного сигналу;
 В – елемент порівняння (блок керування); ρ_1 – тиск в СРРР; ρ_2 – гідростатичний тиск в ГСТХ
 а) АСК непрямої дії; б) АСК прямої дії з демпфером; в) АСК з програмним керуванням

Рисунок 1 – АСК для СРРР ГСТХ

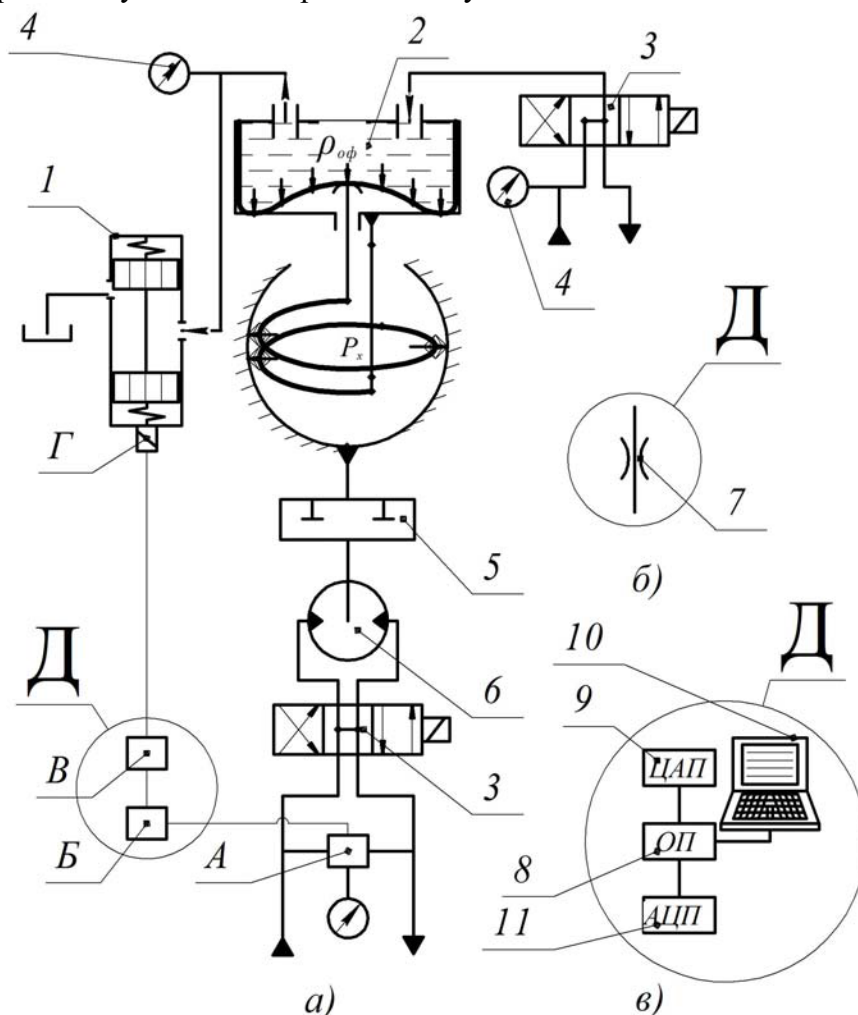
АСК прямої дії з демпфером працює наступним чином: при зміні тиску в напірній магістралі гідромотору 6, автоматично спрацьовує слідкуючий однокромковий золотник магістралі зливу СРРР.

Слідкуючий однокромковий золотник магістралі зливу СРРР (СОКЗМЗ СРРР) працює наступним чином. При зменшенні тиску в напірній магістралі гідромотору пружина СОКЗМЗ СРРР починає розтискатися і тим самим переміщувати плунжер, що призводить до зменшення січення отвору зливу. Це викликає збільшення тиску в СРРР.

Якщо ж тиск в напірній магістралі гідромотору збільшиться, то все буде відбуватися навпаки.

Алгоритм роботи АСК прямої дії наведений нижче (рис. 3.)

Для усунення такого недоліку, як різкий перепад тиску, який може призвести до виникнення коливань, що може негативно впливати на роботу АСК, введемо демпфер, який буде врівноважувати дані перепади тиску.



1 – слідкуючий однокромковий золотник в магістралі зливу СРРР; 2 – СРРР;
 3 – електрогідорозподільник; 4 – манометр; 5 – стіл; 6 – гідромотор; 7 – демпфер; 8 – обчислюючий пристрій; 9 – цифро-аналоговий перетворювач; 10 – монітор; 11 – аналогово-цифровий перетворювач;
 А – чуттєвий елемент (диференціальний датчик тиску); Б – підсилювач вихідного сигналу; В – елемент порівняння (блок керування); $\rho_{\text{оф}}$ – тиск в СРРР
 а) АСК непрямої дії; б) АСК прямої дії з демпфером; в) АСК з програмним керуванням

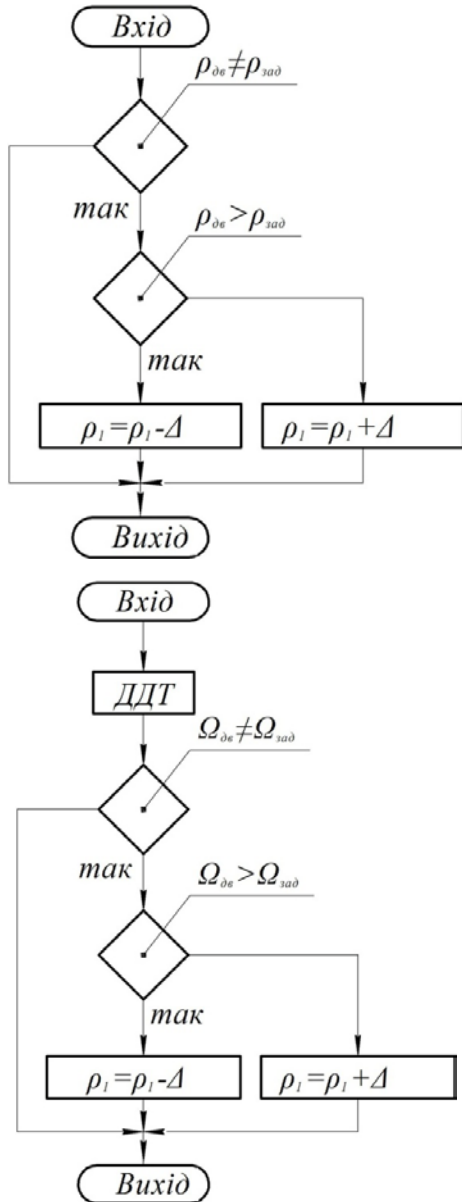
Рисунок 2 – АСК для СРРР ПГХ

В представленій АСК функціонування відбувається в однорідних функціональних середовищах і система буде врівноважувати сама себе. Проте, з розвитком сучасної електроніки було б доцільно використати системи з різномірними електронними датчиками та блоками керування, хоча це призведе до того, що система буде працювати в різномірних функціональних середовищах. Тому розглянемо АСК непрямої дії (рис.1,а та рис.2,а).

СРРР з адаптацією непрямої дії буде працювати наступним чином. Диференційний датчик тиску передає сигнал на підсилювач вхідного сигналу, котрий в

свою чергу передає його в блок керування, де відбувається порівняння вхідного сигналу з заданим. Якщо сигнали не співпадають, то блок керування передає команду на дросель для збільшення або зменшення тиску в магістралі зливу СРРР за допомогою СОКЗМЗ. Алгоритм роботи наведений нижче (рис.4).

З розвитком сучасної комп'ютерної техніки та систем числового програмного керування доцільно розробити АСК на основі програмного керування (рис.1, в).



$\rho_{дв}$ – тиск в напірній магістралі гідромотору;
 $\rho_{зад}$ – заданий тиск; ρ_1 – тиск в СРРР;
 Δ – прирощення тиску

Рисунок 3 – Алгоритм роботи АСК прямої дії з демпфуванням

$\Omega_{дв}$ – опір в диференційному датчику;
 $\Omega_{зад}$ – заданий опір; ρ_1 – тиск в СРРР;
 Δ – прирощення тиску

Рисунок 4 – Алгоритм роботи АСК непрямої дії або з програмним керуванням

Функціонування АСК з програмним керуванням буде відбуватися за тим же самим принципом, що і у АСК непрямої дії. Алгоритм роботи наведений на рис.4.

Але слід зазначити, що сигнал з датчика замість підсилювача буде передаватися через аналогово-цифровий перетворювач (АЦП), який передасть сигнал на обчислюємий пристрій, який виведе дані на монітор. Після чого обчислюємий пристрій порівняє вхідний сигнал з заданим; при не відповідності, передасть сигнал на цифроаналоговий перетворювач (ЦАП), який дасть команду СОКЗМЗ.

Приведені АСК на рис. 1, а, рис. 1, в, рис.2, а та рис.2, в мають головний недолік, який виражений в тому, що вони працюють в різнорідних функціональних середовищах.

В цілому можна прийти до висновку, що більш доцільно використовувати АСК прямої дії з демпфером, так як дана схема працює в однорідному функціональному середовищі, має не складну конструкцію та досить простий алгоритм роботи. Отже, запропонована АСК повинна підвищити точність та якість оброблюємих виробів.

Список літератури

1. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмоститом. Учеб. для машиностроительных вузов. М. Машиностроение 1976.
2. Головенко С.Н., Сироткин С.В. Основы автоматизации и автоматического регулирования станков с программным управлением. Учебн. пособие. М. Машиностроение 1980 – 142с.
3. И.Е. Фрагин. Новое в хонинговании. Москва. Машиностроение. 1980.
4. Прогрессивные методы хонингования. /С.И. Куликов, Ф.Ф. Ризванов, В.А. Романчук, С.В. Ковалевский, - М.: Машиностроение, 1983. – 134 с.

М. Подгаецкий, К. Щербина, М.Черновол

Адаптивное управление системами регулирования радиального размера алмазно-абразивного инструмента

В статье рассматривается исследование процесса адаптивного управления системами регулирования радиального размера в процессе алмазно-абразивной обработки отверстий. Рассмотрены системы адаптивного управления для систем регулирования радиального размера гидростатического и упруго-винтового хона. Приведены алгоритмы работы представленных систем адаптивного управления и определены их преимущества и недостатки.

М. Podgaetski., K. Scherbina, M.Chernovol

Adaptive steering of systems of regulation of the radial size of the diamond and abrasive tool

In article probe of process of adaptive steering by systems of regulation of the radial size in the course of diamond and abrasive processing of bores is considered. Systems of adaptive steering for systems of regulation of the radial size hydrostatic and elastic and screw хона are considered. Algorithms of work of the presented systems of adaptive steering are given and their advantages and shortcomings are defined.

Одержано 13.09.12

УДК 62-585.1

Г.П. Бондаренко, канд. техн. наук

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Працездатність дисків тертя тракторних коробок передач з перемиканням під навантаженням

Розглянуто особливості функціонування в експлуатації робочих поверхонь дисків тертя з металокерамічними поверхнями в багатодисковій фрикційній муфті тракторної коробки передач.

граничні розміри, диски тертя, закономірності зношування, ресурс робочих поверхонь дисків, тракторні коробки передач

Багатодискові фрикційні муфти, що застосовуються в коробках передач тракторів Т-150 і Т-150К з початку 1970-х років, в даний час використовуються в нових моделях тракторів харківського тракторного заводу, Слобожанською Промисловою Компанією, Сімферопольським ремонтно-механічним заводом без зміни конструкції. Основними елементами фрикційної муфти, які передають крутний момент від шестерень на барабан фрикціона, є ведучі диски з напеченими металокерамічними поверхнями тертя. Для оцінки працездатності дисків тертя в нових конструкціях будуть цікавими дані про закономірності зношування робочих поверхонь згаданих дисків, що наведені в цій статті.

Дослідження довговічності гідропідтискних муфт коробок передач тракторів Т-150К для розроблення заходів щодо забезпечення необхідного рівня надійності виконувались досить глибоко і результати опубліковані [1,2]. Але дані, що стосуються робочих поверхонь ведучих дисків, тут не деталізуються.

Робочими поверхнями, від стану яких залежить працездатність дисків, що розглядаються, є поверхні шліцьових пазів під шестерні вторинного вала коробки передач і поверхні тертя, які контактують з поверхнями тертя ведених дисків. В експлуатації параметри цих поверхонь будуть змінюватись від початкових (вихідних) до граничних, визначаючи таким чином ресурс диска до втрати ним працездатності [3].

Величина зносу поверхонь шліцьових пазів в процесі роботи оцінюється зміною довжини загальної нормалі, початкове значення якої згідно з кресленням 150.37.550 дорівнює $59,25^{+0,025}_{+0,017}$. Спряження буде працювати в розрахунковому режимі до того часу, поки величина зносу не стане дорівнювати половині відстані між шліцьовими впадинами – $2,06 \pm 0,02$ мм (постільки зношення поверхонь шліцьових пазів проходить на обидві поверхні пазів) і почнеться зменшуватись площа контакту поверхонь шліцьового з'єднання диска і шестерні. Тоді граничне значення довжини загальної нормалі буде дорівнювати $61,31^{+0,27}_{+0,15}$ мм.

Розрахункові режими роботи поверхонь тертя на диску будуть зберігатись до того часу, поки із-за зносу не зникнуть канавки на цих поверхнях. Початкова глибина цих канавок дорівнює $0,3^{+0,05}_{-0,1}$ мм. Якщо таких канавок не буде, то поверхні тертя дисків

не зможуть передавати крутний момент із заданим коефіцієнтом запасу, оскільки продукти зносу можуть попадати між поверхнями сусідніх дисків, замість того, щоб накопичуватися в канавках.

Закономірність зношування робочих поверхонь деталей в експлуатації характеризують рівняння зносу цих поверхонь. Для поверхонь дисків, які розглядаються, як апроксимуюча зміну величини зносу від наробітку прийнята функція виду [4]:

$$u(t) = m_v t^\alpha, \quad (1)$$

де $u(t)$ – середня величина зносу, мм;

m_v - середнє значення показника швидкості зміни величини зносу, мм/мото-год;

t – величина наробітку, мото-год;

α - показник ступеня.

В даному разі показник приробітку прийнятий таким, що дорівнює нулю.

Вихідними даними для визначення складових рівняння (1) були середня максимальна величина зносу поверхонь дисків, що розглядаються, u_j j – коробки передач, деталі якої мікротрувалися, і її наробіток t_j до проведення мікротражу.

Середня максимальна величина зносу визначалась за формулою:

$$u_j = \frac{1}{a} \sum_{i=1}^{i=a} u_i, \quad (2)$$

де a - кількість дисків у півмуфті (чотири, або п'ять);

u_i – максимальна величина зносу, яка зареєстрована в процесі мікротрування i -го диска півмуфти, яка розглядається, мм.

Визначення складових рівняння (2) полягало у встановленні методом найменших квадратів показника степеня α і середнього значення показника швидкості зміни величин зносу m_v за відомого наробітку.

Весь діапазон наробітків коробок передач, деталі яких мікротрувалися, розбивався на 7 інтервалів і для кожного інтервалу знаходилась середня величина зносу і середній наробіток.

Мікротрувалися диски 150.37.074 двадцяти двох коробок передач з наробітком в умовах рядової експлуатації від 1620 до 6470 мото-год. (табл. 1). Вимірювалась товщина диска і довжина загальної нормалі його шліцьових пазів під шестерню вторинного вала коробки передач. Величина зносу визначалась як алгебраїчна різниця між середнім (в межах допуску на виготовлення) розміром за робочим креслеником і виміряною величиною під час мікротражу. Товщина диска вимірювалась мікрометром МК 25–2, довжина загальної нормалі - щтангенциркулем ШЦ-1-125-0,1.

З врахуванням описаних критеріїв граничного стану ресурс робочих поверхонь, що мікротрувалися, визначався за залежністю [4, с.64]:

$$T_i = t_j \left[\frac{u_n}{u_{ji}} \right]^{\frac{1}{\alpha}}, \quad (3)$$

де T_i – ресурс i -го диска, мото-год.;

u_n – гранична величина зносу поверхні, яка розглядається, мм;

u_{ij} – величина зносу i -го диска j -ої коробки передач з наробітком t , визначена за результатами мікрометражу, мм.

Таблиця 1 - Дані про наробіток тракторів до моменту проведення мікрометражу деталей фрикційних муфт

№ з/п	Заводський номер трактора	Наробіток до першого ремонту, мото-год.
1	2	3
1	58141	1620
2	30900	1795
3	124587	2350
4	64509	2461
5	4150	2692
6	71340	2815
7	60858	2945
8	58143	2970
9	67977	3276
10	64484	3333
11	67871	3545
12	92285	3700
13	58165	3745
14	72493	3824
15	72479	4387
16	51099	4490
17	69483	5163
18	64508	5217
19	50971	5458
20	58108	6046
21	13729	6295
22	6128	6470

Оскільки граничні величини зносів поверхонь, які розглядаються, є випадковими величинами з певними полями розсіювання, для розрахунку за залежністю (3) в кожному окремому випадку величина u_n визначалась методом Монте-Карло з використанням таблиці випадкових чисел, розподільних за нормальним законом [5]. Поле розсіювання приймалось рівним полю допуску на виготовлення, а середньоквадратичне відхилення математичного сподівання - одній шостій частині поля розсіювання. Статистичні характеристики ресурсу розраховувались за загальноприйнятими методиками.

Обробіток даних мікрометражу, виконаний згідно з описаною методикою, показав, що поверхні тертя дисків, що розглядаються, і поверхні їх шліцьових пазів у всіх фрикційних муфтах в межах коробки передач мають практично однакові величини зносу. Закономірності зношування згаданих поверхонь будуть характеризувати наступні залежності величини зносу від наробітку.

Поверхні тертя:

$$u(t)=0,3897 \cdot 10^{-4} \cdot t^{0,93}.$$

Поверхні шліцьових пазів:

$$u(t)=0,2250 \cdot 10^{-3} \cdot t^{0,95}.$$

Середній ресурс поверхонь диска 150.37.074 в коробці передач трактора Т-150К, розрахований згідно (3), складає: для поверхонь тертя – 15137 мото-год за середньоквадратичного відхилення 6157 мото-год і коефіцієнті варіації 0,546; для поверхонь шліцьових пазів – 18241 мото-год за середньоквадратичного відхилення 6157 мото-год і коефіцієнті варіації 0,546; для поверхонь шліцьових пазів – 18241 мото-год за середньоквадратичного відхилення 12469 мото-год і коефіцієнті варіації 0,695. Ці дані говорять про те, що середні значення ресурсу обох поверхонь досить високі. Проте для другої поверхні характерне мале зміщення початку розсіювання ресурсу (288 мото-год), визначаючи тим самим велике поле розсіювання ресурсу.

Наведені дані дають можливість кількісної оцінки ефективності застосування розглянутих дисків тертя в тракторних коробках передач та можуть бути використані для обґрунтування доцільності подальшого використання цих дисків під час ремонту коробок передач.

Список літератури

1. Кухтов В. та ін. Повышение надежности гидropоджимных муфт коробок перемены передач //Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України/Збірник наукових праць УкрНДІПВТ, вип. 4(18). - Дослідницьке, 2001. – 222с., с. 39 – 49.
2. Кухтов В.Г. Долговечность деталей шасси колесных тракторов. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 292 с.
3. ДСТУ 2860 – 94. Надійність техніки. Терміни та визначення. Затверджено і введено в дію наказом Держстандарту України № 333 від 28 грудня 1994 р. Чинний від 1996-01-01.
4. Михлин В.М. Прогнозирование технического состояния машин. – М.: Колос, 1976. – 258 с.
5. Шор Я.Д., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. – М.: Сов. радио, 1968. – 288 с.

Г. Бондаренко

Работоспособность дисков трения тракторных коробок передач с переключением под нагрузкой

Рассмотрены особенности функционирования в эксплуатации рабочих поверхностями в многодисковой фрикционной муфте тракторной коробки передач.

G. Bondarenko

Operability of friction disks in tractor power-shift transmissions

Considered are features of functioning of friction disks with metal-ceramik surfaces in the multidisk friction clutch of a tractor power-shift transmission.

Одержано 07.08.12

УДК 621.9.077:621.865.85

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн. наук,
П.В. Попруга, магістр

Кіровоградський національний технічний університет

Комп'ютеризований аналіз варіантів кінематичних схем промислових роботів

В статті розглянуто комп'ютеризований аналіз кінематичних схем промислових роботів. Запропоновано алгоритм для автоматизованого аналізу кінематичних схем, визначення найбільш доцільних їх варіантів з відповідними структурними формулами.
промисловий робот, кінематична схема, структурна формула, алгоритм визначення доцільних варіантів кінематичних схем

Кінематика – це одна з головних характеристик промислових роботів, від якої значною мірою залежать їх функціональні можливості та особливості конструктивного виконання.

Промислові роботи мають високу кінематичну рухомість виконуючих органів, що дозволяє їм здійснювати складні просторові переміщення та орієнтування деталей, які підлягають транспортуванню.

Попередню уяву про рухи, які виконуються роботами, можна одержати з кінематичних схем, що складаються з кінематичних пар і з'єднуючих їх ланок. У промислових роботах, практично, всі рухи реалізуються у вигляді кінематичних пар V-го класу. Вплив видів руху на можливі варіанти можуть бути реалізовані як у вигляді поступальних (П), так і обертових (О) рухів.

Кожен з цих варіантів відрізняється характером конструктивного використання поступальних і обертових рухів. Так поступальні рухи можуть здійснюватися прямими (П) та «вигнутими» (П') ланками. Обертові рухи можуть мати вісь обертання співпадаючу (О) та не співпадаючу (О'), в основному, перпендикулярну з віссю ланки.

Кожен з таких варіантів може мати кілька інших, які відрізняються один від одного взаємним напрямком рухів в окремих ступенях рухомості. Якщо рухи співпадають за напрямком осей системи координат, в якій працює робот, то кожний наступний рух, відносно попереднього і навпаки, може бути паралельним (||), співвісним (||), перпендикулярним (\perp) – якщо напрямки рухів перетинаються, або ж такі, що схрещуються (\times) – тобто перпендикулярні, але не перетинаються. Оцінка напрямків поступальних рухів визначається траєкторіями переміщень ланок в опорах, а для обертових – осями цих рухів.

Значна кількість ступенів рухомості призводить до величезної кількості можливих варіантів кінематичних схем. Так, для роботів, які мають 3...5 ступенів рухомості, виконаних у вигляді пар V-го класу, кількість теоретично можливих варіантів кінематичних схем досягає кількох сотень, а то й тисяч. Загальна кількість можливих варіантів може бути ще більшою, наприклад, за рахунок використання в роботах кінематичних пар IV і III-го класів, довільного напрямлення, та ін.

Не дивлячись на те, що деякі теоретично відмінні варіанти конструктивно являються подібними, а частина їх не представляє фактичного інтересу, визначення

оптимальної кінематичної схеми робота за такої кількості варіантів є складним завданням.

Тому для вирішення цієї задачі був розроблений спеціальний алгоритм (рис.1) для автоматизованого аналізу кінематичних схем, визначення найбільш доцільних варіантів та побудови їх структурних формул за допомогою комп'ютера.

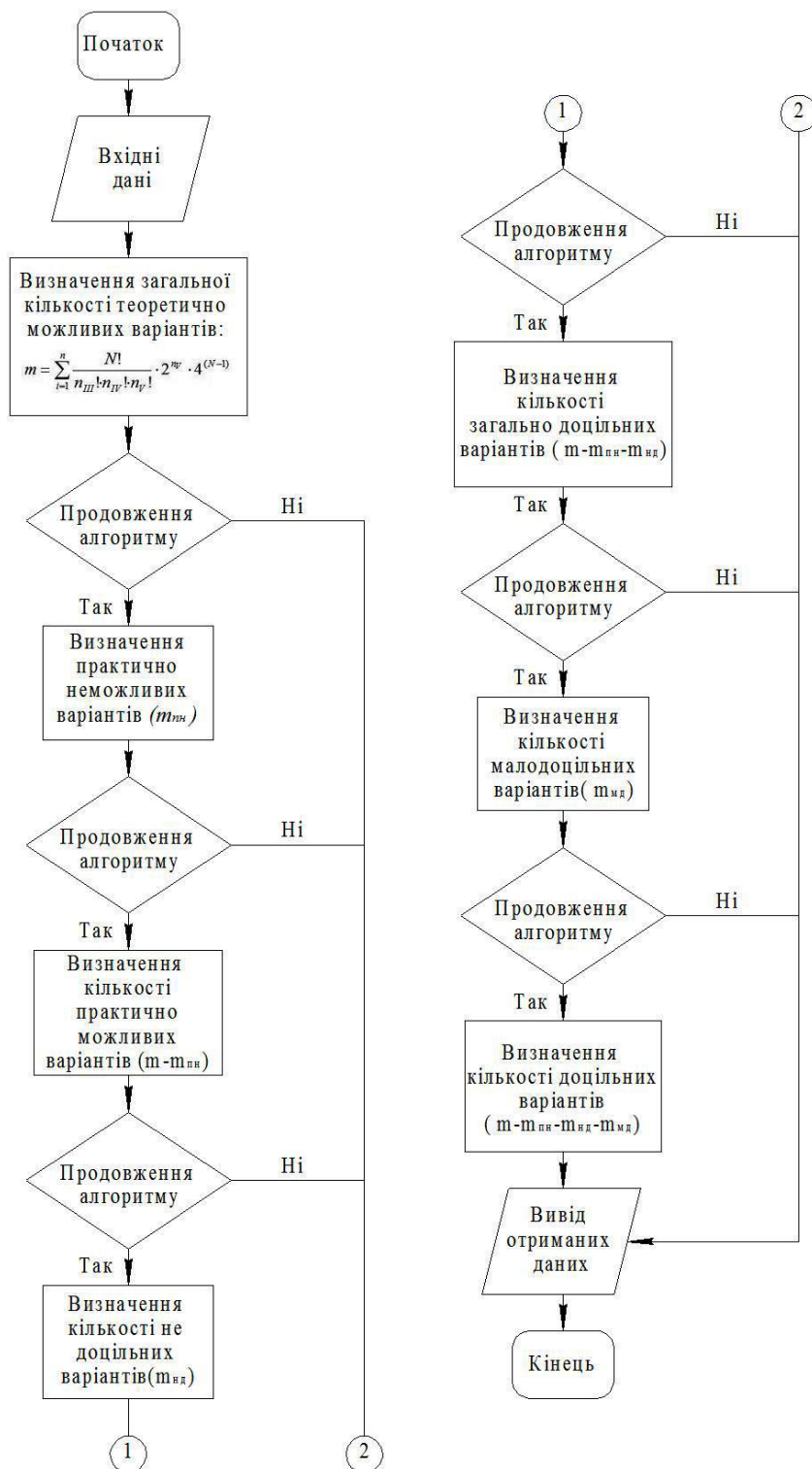


Рисунок 1 – Блок-схема визначення доцільних варіантів кінематичних схем промислових робіт

Розроблений алгоритм передбачає комп'ютеризоване вирішення ряду основних задач:

1. *Визначення загальної кількості теоретично можливих варіантів*, що визначається формулою:

$$m = \sum_{i=1}^n \frac{N!}{n_{III}!n_{IV}!n_V!} \cdot 2^{n_V} \cdot 4^{(N-1)}, \quad (1)$$

де $N = n_{III} + n_{IV} + n_V$ – загальна кількість кінематичних пар, використовуваних в кінематичній схемі робота;

n_{III}, n_{IV}, n_V – кількість кінематичних пар відповідно III, IV та V-го класів.

n – кількість ступенів рухомості робота.

2. *Визначення кількості практично невиконуваних варіантів.*

Практично невиконувані варіанти визначаються за такими критеріями:

- співвісними не можуть бути варіанти, якщо першою слідує поступальна пара з «вигнутою ланкою» П', або обертова пара О';

- паралельними не можуть бути варіанти з першою поступальною парою П, або обертовою ланкою О;

- ланки, що перехрещуються, практично можливі при умові, якщо першою ланкою буде поступальна пара з «вигнутою ланкою» П', або обертова пара О'.

Отже, практично неможливими є такі варіанти: П ||; О ||; П' |; О' |; П ×; О ×.

Дані критерії пред'являються для всіх ланок кінематичної пари крім останньої.

3. *Визначення кількості практично виконуваних варіантів.*

Визначення кількості практично виконуваних варіантів виконується шляхом віднімання чисельності варіантів практично невиконуваних схем від загальної кількості теоретично можливих варіантів:

$$m_p = m - m_{пн}, \quad (2)$$

де m_p - кількість практично реалізуємих варіантів;

m – загальна кількість теоретично можливих варіантів кінематичних схем;

$m_{пн}$ – кількість варіантів практично невиконуваних варіантів.

4. *Визначення кількості недоцільних варіантів.*

Такі варіанти мають місце, коли в структурі кінематичних схем є умова при якій дві кінематичні пари реалізують рух, який можна виконати однією з них:

- співвісні пари ланок з поступальним рухом П | П;
- паралельні рухи ланок з поступальним рухом П' | | П;
- співвісні пари ланок з обертовим рухом О | О.

Також до недоцільних варіантів входять ті, які утворюють однакову робочу зону робота. З них доцільним буде лише один варіант - який найлегше реалізувати. Наприклад, варіанти П⊥П; П⊥П'; П'⊥П; П'⊥П'; утворюють плоску зону, звідки випливає, що їх можна замінити одним варіантом П⊥П.

5. *Визначення кількості загально доцільних варіантів.*

Визначення кількості загально доцільних варіантів виконується шляхом включення до попередньої формули ще одного параметра – кількість недоцільних варіантів:

$$m_{зд} = m - m_{пн} - m_{нд}, \quad (3)$$

де $m_{зд}$ – кількість загально доцільних варіантів;

$m_{нд}$ – кількість недоцільних варіантів кінематичних схем.

6. Визначення кількості малодоцільних варіантів.

Такими варіантами необхідно вважати такі, в яких обертова кінематична пара (О) розміщена в кінці кінематичного ланцюга. При цьому ця кінематична пара реалізує орієнтуючий рух відносно тієї траєкторії, яка виконується попередньою кінематичною парою. Таку функцію в роботах виконують кінематичні пари кисті.

7. Визначення кількості найбільш доцільних варіантів.

Визначення кількості найбільш доцільних варіантів виконується аналогічно до попередніх пунктів. До формули додається ще один параметр - кількість малодоцільних варіантів:

$$m_{д} = m - m_{пн} - m_{нд} - m_{мд}, \quad (4)$$

де $m_{д}$ – кількість доцільних варіантів;

$m_{мд}$ – кількість малодоцільних варіантів кінематичних схем.

Висновки. Підсумовуюче вище сказане відмітимо, що значна кількість ступенів рухомості робота призводить до величезної кількості можливих варіантів кінематичних схем і визначення оптимальної кінематичної схеми робота, за такої кількості варіантів, є складним завданням. Представлений алгоритм значно полегшує виконання даної задачі. Також ще однією з важливих переваг є те що, за допомогою даного алгоритму також визначаються структурні формули відповідних кінематичних схем роботів. Це дозволяє наглядно оцінювати результати виконаного аналізу, що є особливо важливо, так як кількість варіантів в групах досягає сотень, а то й тисячі варіантів. Виконання даного аналізу за допомогою комп'ютера набагато полегшує і прискорює виконання поставленої задачі з меншими витратами.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування - Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.

И.Павленко, Т. Сабирзянов, П.Попруга

Компьютеризированный анализ вариантов кинематических схем промышленных роботов

В статье рассмотрено компьютеризированный анализ кинематических схем промышленных роботов. Предложен алгоритм для автоматизированного анализа кинематических схем, определения наиболее целесообразных их вариантов с соответствующими структурными формулами.

I.Pavlenko, T. Sabirjanov, P.Popruga

Computerized analysis of variants kinematic schemes of industrial robots

The article examines the computerized analysis of kinematic schemes of industrial robots. It proposes an algorithm for automated analysis of kinematic schemes, determination the most expedient options and constructing their structural formulas by means of the computer.

Одержано 10.10.12

УДК 631.319.3:631.33

В.П. Горобей, канд. техн. наук

Научно-производственное объединение «Селта» Научного национально центра «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства», г. Симферополь,

В.Ю. Москалевич, канд. техн. наук

Южный филиал Национального университета биоресурсов и природопользования Украины «Крымский агротехнологический университет», г. Симферополь,

Методика лабораторных исследований сошников для энергосберегающих технологий посева семян зерновых культур

Представлена методика лабораторных испытаний почвообрабатывающих рабочих органов на базе измерительного балансового моста с проволочными тензодатчиками, усилителем, контроллером и переходником, которая позволяет получать графики усилия, действующие на рабочий орган, на мониторе компьютера, установленного на стенде в почвенном канале.

сошник, посев семян, энергосберегающие технологии, зерновые культуры

Постановка проблемы. Конкурентоспособность сельскохозяйственной продукции определяется её себестоимостью, которая в значительной степени зависит от затрат на выращивание урожая. В настоящее время основная доля затрат при производстве зерна приходится на подготовку почвы к посеву, которая включает целый комплекс трудоёмких и энергоёмких операций: вспашку, сплошные и предпосевную культивации, боронование, каткование и др. Выращивание зерновых за классическими технологиями в условиях степных районов Крыма и юга Украины приводит к необоснованным потерям. Сократить эти затраты можно путем применения сеялок для технологий с минимальной обработкой почвы и прямого посева зерновых культур, которые не требуют тщательной предварительной подготовки почвы. Однако для обоснования технологий и конструктивно-технологических параметров таких сеялок и рационального их агрегатирования с тракторами необходимо знать качественные и энергетические показатели их рабочих органов.

Анализ последних исследований. В результате проведенных теоретических исследований [1-3] были разработаны конструкции новых сошников и изготовлены их экспериментальные образцы [4, 5].

Цель исследования. Определение в лабораторных условиях качественных и энергетических показателей предложенных рабочих органов.

Основной материал исследования. Лабораторные исследования комбинированных и лаповых сошников для технологий энерго-ресурсосберегающего посева зерновых культур проводятся с целью определения рациональных параметров их конструкции и выбора оптимальных режимов работы.

Основными задачами лабораторных экспериментов являются:

- определение тягового сопротивления сошников в диапазоне их рабочих глубин и скоростей;
- определение показателей качества разделки почвы сошниками (глубина,

устойчивость хода в почве, степень крошения почвы, показатели уплотнения почвы под сошниками;

- оценка показателей высева семян в почву (глубина заделки, равномерность высева по ширине захвата и глубине заделки, количество посеянных семян на одном погонном и одном квадратном метре).

В соответствии с поставленными целями и задачами программа и методика лабораторных исследований включает в себя следующие положения:

- разработка устройства для определения тягового сопротивления предложенных сошников;

- определение влияния конструктивно-технологических параметров экспериментальных сошников на показатели качества разделки почвы и высева семян;

- обработка и анализ полученных результатов исследований с выработкой рекомендаций по совершенствованию предложенных конструкций сошников и их внедрению в производство.

В соответствии с программой экспериментов, для исследования напряженно-деформированного состояния почвы изучаются такие её физико-механические свойства, как влажность, твердость и деформационный показатель [6].

Перед проведением каждого опыта проводится определение влажности почвы весовым методом в пятикратной повторности на глубине работы сошников [7].

Твердость почвы определяется твердомером Ревякина Ю.Ю. с плоскими наконечниками в местах взятия проб на влажность в пятикратной повторности. Деформационный показатель почвы определяется в местах взятия проб на влажность в пятикратной повторности, при помощи самопишущего полевого прибора на базе твердомера Ревякина Ю.Ю. наконечниками полусферической формы [8].

Для проведения исследований используется лабораторная установка в почвенном канале ЮФ НУБиП Украины «КАТУ». Исследуемые сошники закрепляются на поперечных балках подвижной рамы рабочей тележки и устанавливаются на заданную глубину работы в почве при помощи вертикальных направляющих и двух винтовых механизмов. Привод тяговой лебёдки от асинхронного электродвигателя с фазным ротором через механическую коробку передач позволяет плавно регулировать скорость движения тележки с рабочими органами в пределах от 0,1 до 2 м/с переключением скоростей коробки передач и изменением электрического сопротивления в цепи обмоток ротора электродвигателя привода установки с помощью жидкостного реостата.

Для определения тягового сопротивления исследуемых рабочих органов разработано измерительное устройство, чувствительным элементом которого является тензометрический датчик силы. Он представляет собой овальное кольцо, с обеих сторон которого наклеены проволочные тензосопротивления в виде отрезков тонкой проволоки диаметром 25-30 мкм, свёрнутой в петли и наклеенной на полоске тонкой бумаги. К концам проволоки припаяны проводники из более толстой проволоки, они служат для присоединения датчика к измерительной схеме. Проволочный датчик с помощью целлулоида всей площадью бумаги прочно приклеен на поверхность кольца и при нагружении силой получает одинаковые с ним деформации.

Измерительной схемой проволочных сопротивлений является мостовая схема. Если кольцо деформируется, радиус кривизны кольца в месте наклейки датчиков изменяется. При этом тензосопротивления получают деформации, а, следовательно, и изменения сопротивления разных знаков растягиваются. Датчик подключается к переносному компьютеру через усилитель и аналого-цифровой преобразователь на COM-port (рис. 1).



Рисунок 1 – Рабочая тележка с образцом сошника и измерительным оборудованием

Фиксирование сигналов, поступающих от датчика, реализуется с помощью специальной программы SuperTermV2.21 с частотой дискретизации 100 ms. Математическая обработка результатов измерений [9] и их графическое представление осуществляется с использованием программного обеспечения Microsoft Excel и MathCAD (рис. 2).

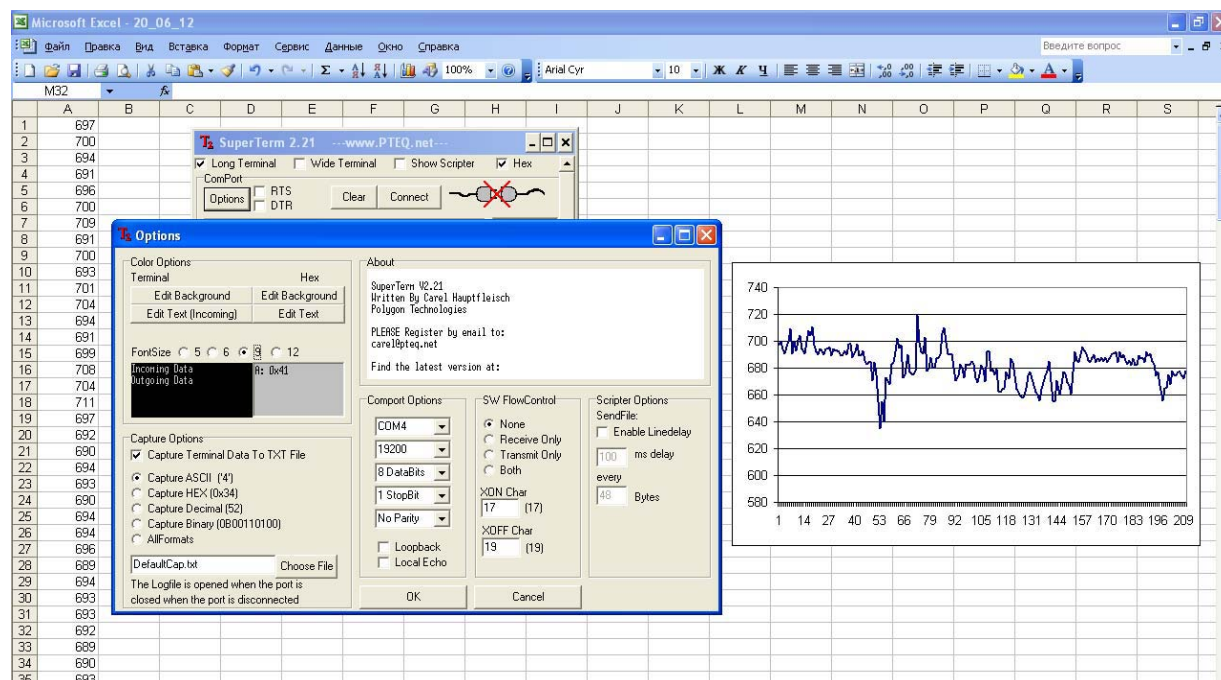


Рисунок 2 - Общий вид окон программ с экспериментальными данными

Для установления соответствия между единицами цифровой записи сигнала от датчика тягового сопротивления и величиной измеряемой силы проводилась калибровка измерительного комплекса путем его ступенчатого нагружения с построением калибровочного графика. В диапазоне измеряемого тягового

сопротивления получена прямо пропорциональная связь с максимальной относительной погрешностью 4,17 % (рис. 3).

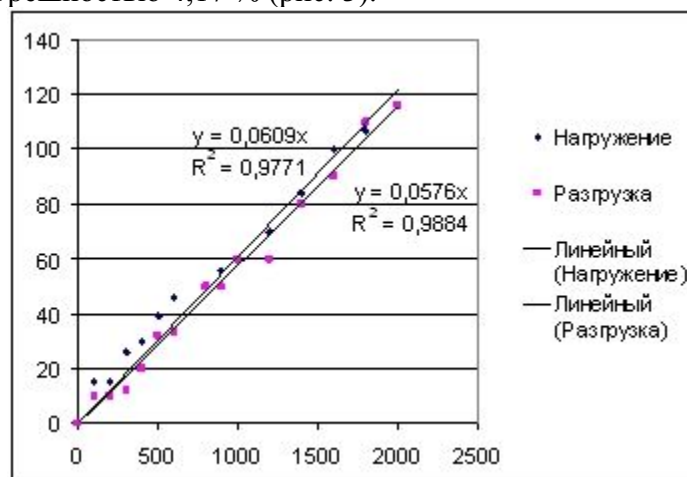


Рисунок 3 – Калибровочный график

При оценке качества разделки почвы в лабораторных условиях определяются следующие показатели:

- глубина обработки почвы;
- отклонение средней глубины обработки почвы от заданной;
- крошение почвы;
- глубина борозд на поверхности обработанной почвы.

Глубина обработки почвы определяется без учёта вспушенности почвы. Для этого после прохода рабочего органа на поверхность почвы кладётся горизонтальная координатная рейка перпендикулярно направлению его движения так, чтобы её конец опирался на необработанную часть почвы. Глубина обработки почвы замеряется по всей ширине взрыхленной рабочим органом полосы почвы путём погружения щупа до необработанного слоя почвы с интервалом 1 см по ширине в соответствии с координатами рейки. Точность измерений $\pm 0,5$ см. Расстояние от нижней грани рейки до точки опоры щупа составляет глубину обработки почвы без учёта вспушенности.

Отклонение средней глубины обработки почвы от заданной определяется по следу прохода рабочего органа и по ширине взрыхленной полосы почвы как разность между фактической средней глубиной обработки и установочной глубиной обработки.

Для определения глубины борозд на поверхность обработанной почвы кладётся горизонтальная рейка перпендикулярно направлению движения рабочего органа, и замеряется линейкой расстояние от нижней точки борозды до нижней грани рейки с точностью $\pm 0,5$ см через каждые 5 см по ходу движения и подсчитывают среднее значение глубины борозд.

Выводы.

Так, как измерительный балансый мост настроен на среднюю точку характеристики входного усилителя, характеристика симметрична и без гистерезиса. Это позволяет точно калибровать датчик по образцовому динамометру. Измерения по полученным зависимостям, таким образом, дают фактические усилия, испытываемые рабочим органом.

Новая методика, в отличие от методики с применением гидравлического датчика, позволяет развивать информационные технологии в механизации сельского хозяйства. Тензометрические датчики отличаются большей чувствительностью и

небольшой инерционностью, что позволяет контролировать не только общее усилие, но и детально отслеживать изменение усилия во времени.

Список литературы

1. Спирин А.П. Противодефляционная обработка почвы.- М.: Издательство ВИМ, 2006.- 248 с.
2. Машини для обробітку ґрунту та сівби / За ред. Кравчука В.І., Мельника Ю.Ф. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого.- 2009.-288с.
3. Горобей В.П. Дослідження дводискового комбінованого сошника для смугового висіву зернових культур / В.П. Горобей, В.А. Лузін – Вісник аграрної науки, 2010. - Спец.випуск.-С.74-76.
4. Патент України № 93837С2 МПК (2011.01) А01С 7/00. Дводисковий комбінований сошник /В.П.Горобей, В.А.Лузін, О.Л.Красніченко. – 2011. - Бюл.№5.
5. Патент України №73919 МПК (2012.01) А01С 7/00. Сошник культиваторного типу для розкидного висіву насіння / В.П. Горобей, В.А. Лузін. – 2012. - Бюл. №19.
6. Бабицкий Л.Ф. Основы научных исследований / Л.Ф. Бабицкий, В.М. Булгаков, Д.Г. Войтюк, Г.А. Рябец. – К.: Издательство НАУ, 1999. – 204 с.
7. ГОСТ 20915-75. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытания. – М.: Изд-во стандартов, 1977. – 4 с.
8. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной обработки почвы. Программа и методы испытаний: ОСТ 70.4.2 – 80. – М.: Государственный комитет СССР по производственно-техническому обеспечению сельского хозяйства, 1981. – 144 с.
9. Пытьев Ю.П. Математические методы интерпретации эксперимента / Ю.П. Пытьев. – М.: Высшая школа, 1989. – 351 с.

В. Горобей, В. Москалевич

Методика лабораторних досліджень сошників для енергозберігаючих технологій сівби насіння зернових культур

Представлена методика лабораторних досліджень ґрунтообробних робочих органів на базі вимірювального балансового моста з дротовими тензодатчиками, підсилювачем, контролером і переходником, що дозволяє отримувати графіки зусилля на моніторі бортового комп'ютера, встановленого на стенді в ґрунтового каналі.

V. Gorobey, V. Moskalevich

Laboratory research method of ploughshares for energy saving technologies for seed sowing bread grain cultures.

It is given laboratory research method of cultivation work organs on the base of measuring balance bridge with pellicle tensodigitals, with amplifier, with controller and transition which allow to receive effort chemes on the monitor of board computer which fixed on the stand in soil canal.

Получено 29.10.12

УДК 531.1

М.М. Мельніченко, асп., І.А. Валявський, канд. техн. наук, В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури типу «дельта»

В статті розглянуто актуальну проблему вирішення зворотної задачі кінематики механізму паралельної структури типу «дельта». Отримані результати можуть бути використані для керування обладнанням побудованого на механізмах подібного типу.

механізм паралельної структури, дельта, зворотна задача кінематики, теорія гвинтового счислення, кути Ейлера

Вступ. Компоновки технологічного обладнання з паралельною кінематикою типу «дельта» (рис. 1) з'явилися на початку 80-х років [1], коли професор Реймон Клавель використав паралелограмні конструкції для побудови механізму паралельної структури.

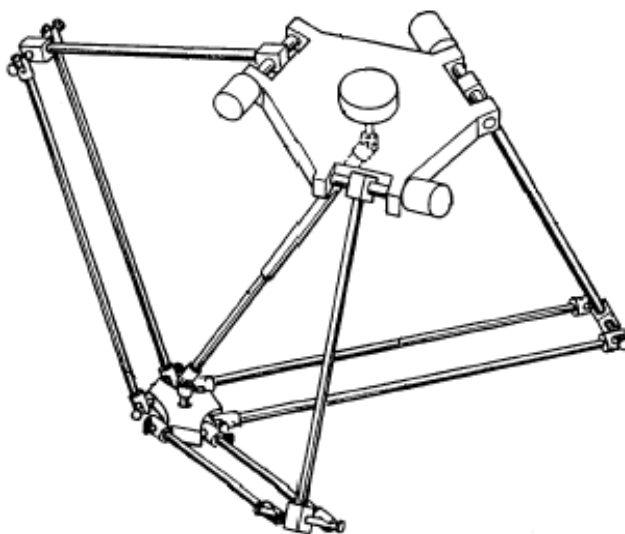


Рисунок 1 - Загальний вид механізму типу «дельта»

Характерною особливістю механізму типу «дельта» є застосування паралелограмних конструкцій, які складаються з двох попарно-паралельних шарнірно з'єднаних штанг постійної довжини, одним кінцем з'єднаних з рухомою платформою (виконавчим органом), а іншим – з приводом. Три таких паралелограмних кінематичних ланок забезпечують три ступені вільності виконавчому органу, високу точність його позиціонування та жорсткість конструкції.

У таких механізмах приводи переміщень кінематичних ланок розміщені на нерухомій несучій системі, що обумовлює значне зменшення рухомих мас механізму та дозволяє їм досягти величини прискорень до 50g (в експериментальних моделях) та 10-

12g (у виробничому технологічному обладнанні).

Крім того, кінематичні ланки механізму у вигляді паралелограмів забезпечують точну орієнтацію виконавчого органу у просторі.

Наведені властивості механізмів «дельта» обумовили їх інтенсивний розвиток за останні двадцять років.

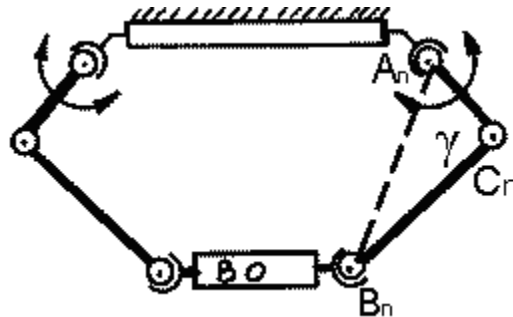


Рисунок 2 – Спрощена кінематична схема механізму типу «дельта»

Перетворення руху реалізується шляхом примусового обертання рухомих шарнірів A_n (рис. 2) змонтованих на нерухкій основі. Три кути шарнірів A_n відносно нерухомої основи однозначно визначають положення рухомої платформи.

Постановка задачі. В літературних джерелах [1, 2, 3] недостатньо розглянуто вирішення зворотної задачі кінематики для механізмів типу дельта, що обумовлює актуальність проведення кінематичного аналізу подібних механізмів. В статті пропонується вирішення цієї задачі за допомогою теорії гвинтового числення.

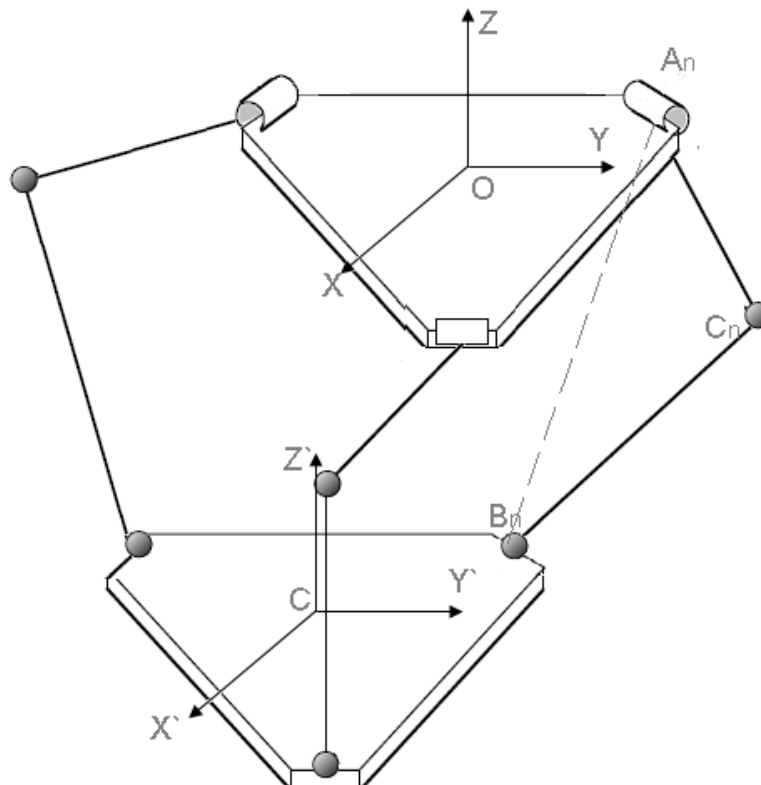


Рисунок 3 – Кінематична схема механізму типу «дельта»

На рис. 3 наведено кінематичну схему механізму типу «дельта» і пов'язані з нею системи координат: $OXYZ$ – нерухома система координат, $CX'Y'Z'$ – рухома система

координат пов'язана з рухомою платформою. Введемо наступні позначення: A_n – примусово обертальні шарніри, B_n, C_n – пасивні сферичні шарніри, $A_n C_n, C_n B_n$ – штанги постійної довжини, φ_n – кут між штангою $A_n C_n$ і площиною OXY .

Для визначення положення тіла в просторі можна скористатися комплексними ейлеровими кутами [5], які характеризуються гвинтовими переміщеннями тіла (рис. 4). Якщо відомі всі комплексні кути ейлера, на які тіло здійснило рух, то також можна знайти кінцевий гвинт переміщення тіла. Позначимо цей гвинт як θ .

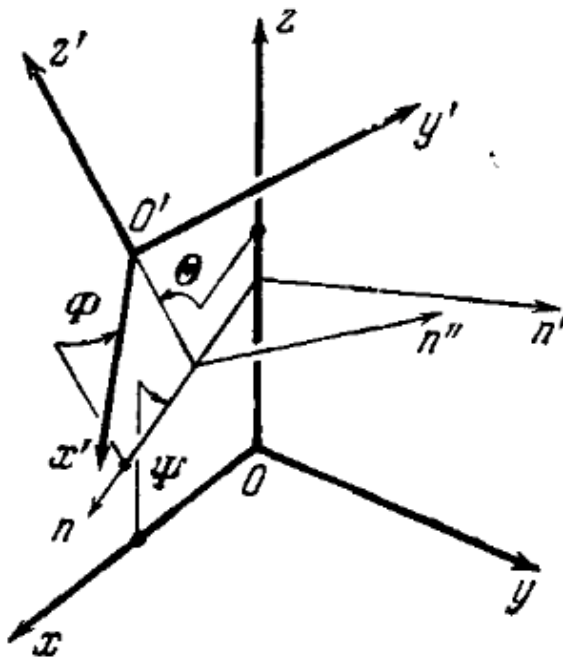


Рисунок 4 – Преміщення рухомої системи координат на комплексні ейлерові кути

Таким чином вирішення зворотної задачі кінематики для механізму типу «дельта» зводиться до визначення кута φ_n при відомому кінцевому гвинті переміщення θ .

Основний матеріал. Для початку розглянемо трикутник, який утворюють шарніри $A_n C_n B_n$ (рис. 2), оскільки довжина штанг $A_n C_n$ і $C_n B_n$ постійна. Також з конструкції відомі координати шарнірів A_n та B_n в початковому положенні виконавчого органу. Знайдемо положення шарнірів B_n після переміщення BO на гвинт θ [5]:

$$B'_n = B_n + \frac{2\theta}{1 + \theta^2} \times (B_n + \theta \times B_n) \quad (1)$$

де B_n – координати шарніру B_n в початковому положенні системи $CX'Y'Z'$;

θ – гвинт кінцевого переміщення;

B'_n – координати шарніру;

B_n після переміщення системи $CX'Y'Z'$ на гвинт θ .

Маючи координати B_n ми можемо знайти довжину $A_n B_n$ за формулою:

$$A_n B_n = [(x_{A_n} - x_{B_n})^2 + (y_{A_n} - y_{B_n})^2 + (z_{A_n} - z_{B_n})^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

де $x_{A_n}, y_{A_n}, z_{A_n}$ – координати шарніру A_n в системі координат $CX'Y'Z'$;

$x_{B_n}, y_{B_n}, z_{B_n}$ – координати шарніру B_n в системі координат $CX'Y'Z'$ після переміщення на кути ейлера.

Оскільки довжини штанг A_nC_n , C_nB_n постійні, а відстань між A_n і B_n вже визначена (2), то за допомогою теореми косинусів [6] можна визначити кут між сторонами A_nB_n та A_nC_n :

$$\gamma = \arccos\left(\frac{b^2 + c^2 - a^2}{2bc}\right), \quad (3)$$

де a – довжина сторони C_nB_n ;

b – довжина сторони A_nC_n ;

c – довжина сторони A_nB_n .

Також маючи координати A_n та B_n та рівняння площини ОХУ можна визначити кут φ між вектором A_nB_n та площиною нерухомої платформи за формулою:

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{1 \cdot (z_{A_n} - z_{B_n})}{1 \cdot \sqrt{(x_{A_n} - x_{B_n})^2 + (y_{A_n} - y_{B_n})^2 + (z_{A_n} - z_{B_n})^2}}\right), \quad (4)$$

де $x_{A_n}, y_{A_n}, z_{A_n}$ – координати шарніру A_n , $x_{B_n}, y_{B_n}, z_{B_n}$.

Різниця між кутами φ і γ буде відповідати куту повороту шарніра A_n :

Висновки. За допомогою теорії гвинтів ефективно вирішуються завдання на визначення параметрів кінцевого положення твердих тіл. Отже, теорія гвинтового счислення може бути вдало застосована при моделюванні механізмів з паралельними кінематичними зв'язками.

Отримані результати можуть бути використані при створенні та автоматизації систем навігації механізмів типу «дельта».

Список літератури

1. В.А Крижанівський Технологічне обладнання за паралельною кінематикою / В.А Крижанівський Ю.М. Кузнецов І.А Валявський Р.А Складов; Кіровоград: Імекс ЛТД, 2004. - 439 с.
2. В.Л. Афонин Обработка оборудования нового поколения. Концепция проектирования /В.Л. Афонин, А.Ф. Крайнев, В.Е Ковалев и др.; под ред В.Л. Афонин. – М.: Машиностроение, 2001. – 256с.
3. В.А Глазунов Пространственные механизмы параллельной структуры / В.А. Глазунов, А.Ш. Колисков, А.Ф. Крайнев. – М.: Наука, 1991. – 95с.
4. С.М Єжов Класична механіка / Єжов С.М. Макарець М.В. К.:ВПЦ Київський університет, 2008.
5. Ф.М. Диментберг. Винтовое исчисление и его приложения в механике / Ф.М. Диментберг, - М.: Наука, 1965. – 320 С.
6. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике/ М.Я. Выгодский. – М.: Физматгиз, 1963. – 872с.

Н. Мельниченко, І. Валявський, В.Кропивний

Кинематический анализ механизмов параллельной структуры типа «дельта»

В статье рассмотрено актуальную проблему решения обратной задачи кинематики механизма параллельной структуры типа «дельта». Полученные результаты могут быть использованы для управления оборудованием построенного на механизмах подобного типа.

N. Melnychenko, I. Valyavsky, V.Kropivniy

Kinematic analysis of mechanisms of parallel structure of the "delta"

In the article the actual problem solving inverse kinematics problem of the mechanism of parallel structures such as "delta". The results can be used to control equipment built on the mechanisms of this type.

Одержано 18.05.12

УДК 631.355

Д. Б.Райхман, д-р техн. наук, В.П. Горобей, канд. техн. наук
НПО «Селта» ННЦ «ИМЭСХ»

Роторная косилка, навешиваемая фронтально на самоходное шасси типа Т-16М

Приведена конструкция косилки с двумя «большими» роторами. Обоснован выбор расположения роторов, их ременной привод, система копирования, уравновешивания, двойной шарнирный подвес ножей.

ротор, нож, шарнир, перекрытие, копирование, валок, фронтальная навеска, полозок, подвижное звено

Наиболее перспективное развитие косилок сплошного среза – всестороннее совершенствование роторных режущих аппаратов [1;2;3]. Преимуществом роторных аппаратов является применение вращательного движения в их приводе и достигаемая на основе этого высокая производительность. Применяется малое количество ножей, как правило, два на один ротор. Диаметры окружности вращения ножей роторов, как правило, не превышают 600 мм. Увеличение ширины захвата косилок осуществляется использованием большего количества роторов, что усложняет их привод. Привод роторов применяют как верхний, так и нижний, чаще, с механическими передачами с большим количеством шестерен или конических пар. Существенным недостатком механических передач является сложность изготовления и металлоемкость. Ременной привод роторов применяют редко, несмотря на его преимущества - бесшумность, плавность включения, предохранение от перегрузок. Ременной привод не обеспечивает синхронность вращения роторов, что приводит к соударениям ножей соседних роторов. Расстановка роторов с зазором между окружностями их вращения уменьшает полноту среза растений [5]. Для исключения непрокоса растений ротора необходимо устанавливать с перекрытием ширины захвата. Это достигается наклоном плоскости вращения роторов в зоне перекрытия или параллельным расположением плоскостей вращения роторов один над другим. Оба варианта перекрытия имеют существенные недостатки в сложности их достижения, ступенчатости высоты среза, в усложнении регулировки положения опорно-копирующих полозков.

Широкому внедрению роторных косилок препятствует наличие камней на полях. Удары по камням приводят к поломкам ножей и роторов. Увеличение устойчивости («живучести») и ремонтпригодности роторных косилок к работе в таких экстремальных условиях является актуальной задачей.

Роторные косилки изготавливаются прицепными или навесными на трактор. Прицепные косилки металлоемки и неудобны в работе. Наиболее применима навеска косилок с размещением роторов сбоку и сзади трактора. Наиболее удобная в работе фронтальная навеска роторов на существующие трактора, в том числе на самоходное шасси типа Т-16М, применяется редко.

Косилки с большим количеством роторов образуют несколько маломощных валков (соответственно количеству встречно вращающихся пар роторов). Для образования мощных валков применяют специальные устройства. Таким образом, совершенствование роторных косилок с большой шириной захвата, ременным

приводом, фронтальною навіскою на самохідне шаси типу Т-16М являється суттєвою проблемою.

Цель исследования состоит в совершенствовании конструкции роторов, повышении качества среза растений за счет перекрытия роторов, применения ременного привода и фронтальной навески косилки на самоходное шасси типа Т-16М.

Результаты исследований. Усовершенствования роторной косилки применены в косилке КР-3, используемой в ряде хозяйств Крыма [4]. Конструктивно – технологическая схема косилки представлена на рисунке 1 в виде сбоку и в плане. Косилка состоит из двух встречно вращающихся роторов 1, рамы роторов 2, промежуточной 3 и опорной рамы 4, механизмов подъема 5, уравнивания 6 и привода 7. Каждый ротор состоит из вертикальной стяжки (оси) 8, проходящей внутри полого вала 9. Вал вращается в установленных на оси подшипниках, сверху вала закреплен шкив 10, а в нижней части вала располагаются два диска 11. Между дисками болтами закреплены противоположно друг другу два луча 12, на которых шарнирно установлены звенья 13, на которых в свою очередь шарнирно установлены ножи 14 (двойной шарнир). Диаметр ротора по ножам составляет 1,5 м, поэтому ротор условно назван «большим».

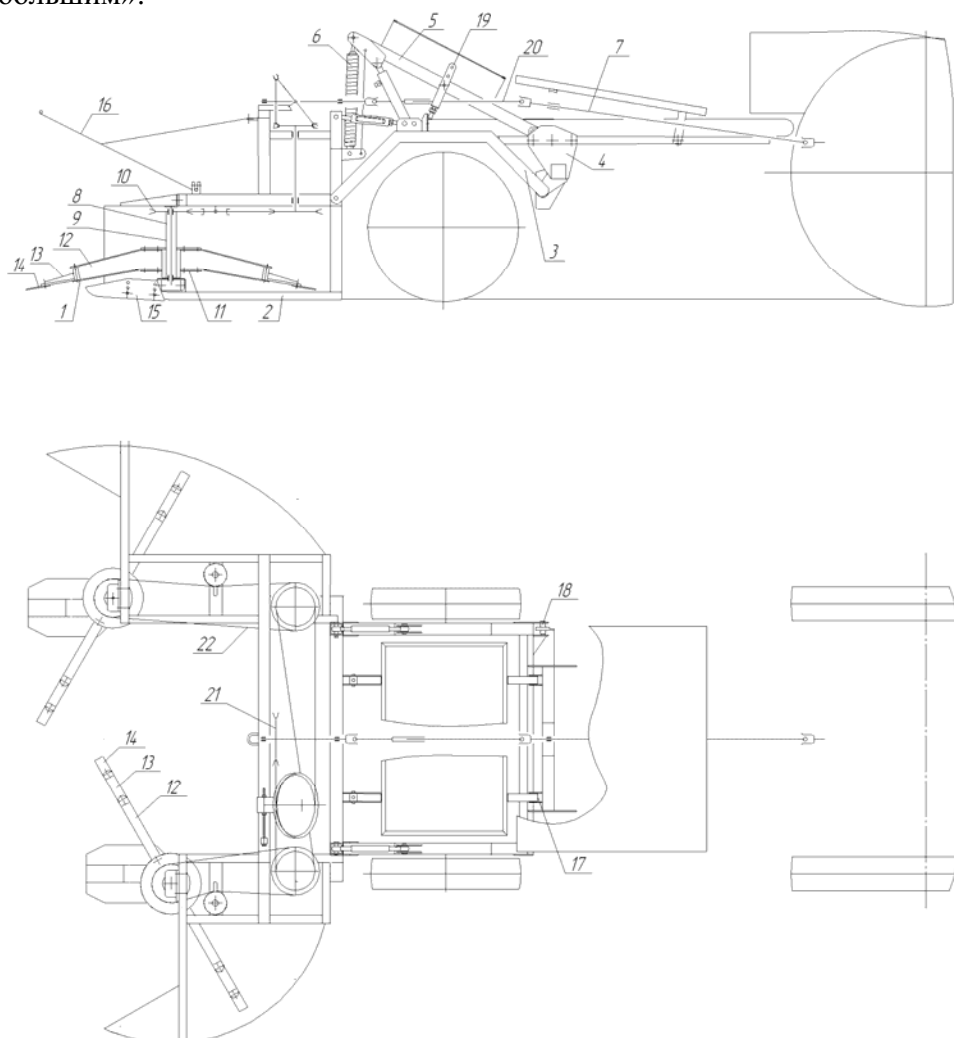


Рисунок 1 – Конструктивно-технологическая схема роторной косилки КР-3

Рама 2 состоит из продольных и поперечных труб. Продольные трубы располагаются снизу и сверху роторов и соединяются между собой стяжками 8. На продолжении нижних труб вблизи передних зон резания установлены регулируемые по

висоте опорно-копируючі полозки 15. Поперечні труби розполагаються ззади над холостою частию окружності вращення роторів. Спереди рами встановлений нахлонний щит 16. Рами 2 і 3 з'єднані друг з другом шарнірно при допомозі осей і стяжок. Продольні труби рами 3 виконані в формі арки над колесами шасі. Рама 3 з'єднана з опорною рамою 4 при допомозі шарової опори 17 і бокового упора 18 в формі ролика, перемещаючогося по вертикальному пазу. Рама 4 жорстко з'єднана з лонжеронами шасі.

Механізм підйому виконаний в формі рычага, який поворачивається з допомогою гидроцилиндрів відносно опорної рами. Нижнє положення рычага встановлюється упорами 19 в раму шасі. Підвижна частина косилки з'єднана з рычагом пружинами і цепями.

Привод роторів здійснюється від вала відбору потужності шасі з допомогою продольного телескопічного вала 20, поперечної 21 і двома продольними 22 клиноременними передачами. Клиноременні передачі забезпечують безшумність приводу, плавність включення і виключення роторів, предохраняють їх від перегрузок.

Для забезпечення перекриття ширини захвату роторів один з них розполагається впереди другого. Розположення роторів в залежності від їх діаметра D , перекриття захвату $П$, зазора Δ між окружностями вращення роторів визначається двома розмірами – поперечним відстанню між осями вращення $D - П$ і продольним зміщенням $У = D + \Delta - D - П = 2D + \Delta - П\Delta + П$.

Зазор Δ вибирається з урахуванням точності виготовлення роторів і рами, а також можливих відхилень нижніх опор роторів, зв'язаних з полозками. Перекриття $П$ вибирається з урахуванням износа зовнішньої кромки ножа і зменшенням в зв'язі з цим ширини захвату ротора. При $D=1500$ мм, $\Delta=15$ мм, $П=20$ мм продольне зміщення $У=324$ мм. Вибране розположення роторів забезпечує якісне срезання рослин при збереженні переваг їх клиноременного приводу.

Для ефективного копіювання поверхні поля полозки розполагаються під роторами вблизи передньої зони різання. Вращаючіся елементи ротора вибрані так, щоб забезпечити розположення під ними полозків. Це забезпечується розположенням лучей 12 вище площини різання, а подвижні звеня 13 і ножи 14 розполагаються під кутом 10° до площини різання. Оси шарнірного кріплення ножів і звеньїв також розполагаються під кутом 10° до площини різання для забезпечення більшого розміру обходимих перешкоди. Ефективний обхід обходимих перешкоди відбувається при відхиленнях подвижних елементів вище 30° . В косилці забезпечена можливість кругового відхилення ножа, а подвижного звена до 150° . При виборі довжини ножа і подвижного звена виходили з наступного. Длинний ніж нецелесообразен, так як він виготовляється з износоустойчивої сталі і стає непридатним при износе зовнішньої робочої частини. Довжина ножа вибрана 100 мм (від осі шарнірного кріплення), як в більшості косилок. Згідно аналізу [3] при відношенні довжин ножа і звена 0,6 має місце ефективний обхід перешкоди, звідси вибрана довжина звена 170 мм. Необхідно врахувати, що можуть бути перешкоди, для обходу яких недостатньо відхилення шарнірних елементів ротора, і невідомий удар по несущему лучу 12. Деформація луча може вимагати його заміни, що при закріпленні його болтами виконується в польових умовах.

При роботі косилку опускають до соприкосновения полозків з поверхнею поля, а рычаг підйому до провисання цепей. Регулюють положення полозків для встановлення висоти среза рослин від 5 до 8 см, натяження пружин урівноваження, продольний нахлон роторів. Ротори приводяться до зустрічного вращення з окружної швидкістю 66 м/с і при поступальному русі шасі здійснюють бесподпорний срез рослин і укладку їх в валок між колесами шасі. При русі косилка

осуществляет продольное и поперечное копирование поверхности поля независимо от положения шасси. Расположение роторов с зазором между окружностями вращения ножей и с перекрытием площадей захвата роторов обеспечивает качественное без пропусков срезание растений по всей ширине захвата косилки. При снятом щите 16 косилка обеспечивает срезание и укладку в валок растений высотой до 3 м, что выгодно отличает её от известных роторных косилок. Валок срезанной массы получается выпуклым, связным, компактным, шириной до 1,2м.

Разработанная роторная косилка использовалась для скашивания трав, эфиромасличных и других растений. После усовершенствования ее в части привода рабочих органов (конструкция роторов которых позволяет осуществлять перекрытие ширины захвата при неизменности высоты среза растения) и повышения ремонтнопригодности за счет примененного двойного шарнирного закрепления ножей и съемности несущего элемента ротора она может быть рекомендована для широкого применения в сельскохозяйственном производстве, так косилка описанной конструкции с 2012г. работает в ЮФ НУБиП «КАТУ».

Выводы. Роторная косилка с двумя «большими» роторами, с фронтальной навеской на самоходное шасси типа Т-16М, с ременным приводом, с двойным шарнирным креплением ножей и съемными лучами, с продольным и поперечным копированием поверхности поля, уравниванием нагрузки на полозья, расположением роторов с зазором и перекрытием ширины их захвата обеспечивает надежность технологического процесса и ремонтнопригодность. Большая ширина захвата косилки (3 м) при навеске на шасси с ограниченной мощностью (18,3 кВт), производительность до 2,2 га за час сменного времени, затраты горючего- 2,8 кг/га, высота среза растений от 5 до 8мм, возможность получения одного валка срезанной массы делают предлагаемую косилку привлекательной для применения в сельском хозяйстве.

Список литературы

1. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы.- М.: Машиностроение,1983.– 304 с.
2. Райхман Д.Б. Ротационная косилка. Патент №2042311 (РФ)// Б.И.-1995-№24.
3. Райхман Д.Б.Разработка и обоснование технологического комплекса машин для возделывания и уборки эфирносовых. Дис. докт. т. н.Ереван.–1990. 450 с.
4. Райхман Д.Б. Ротация косарка з фронтальним навішуванням КР-3.Техніка АПК, №2,1999. С.11-14.
5. Косилка ротационная с ременным приводом роторов КРР-Ф-1,85. Техническое описание и инструкция по эксплуатации.- г.Сасово. 1993.- 31с.

Д.Райхман, В.Горобей

Роторная косилка, навешиваемая фронтально на самоходное шасси типа Т-16М

Приведена конструкция косилки с двумя «большими» роторами. Обоснован выбор расположения роторов, их ременной привод, система копирования, уравнивания, двойной шарнирный подвес ножей.

D.Raichman, V. Gorobey

Rotor mower, which frontal hanged up on self-propelled chassis of T-16 type

It is given construction of the mower which has two big rotors and based the choice of rotors position their belt-drive, copying system, balancing, double hinge knife hanging.

Получено 25.07.12

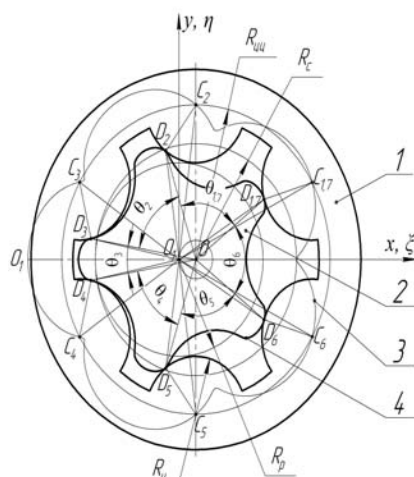
УДК 621.9.04:621.9.02

О.І. Скібінський, доц., канд. техн. наук, В.І. Гуцул, доц., канд. техн. наук,
А.А. Гнатюк, магістрант, А.В. Заярна, магістрант
Кіровоградський національний технічний університет

Визначення величини робочого об'єму героторних гідромашин з епіциклоїдальною цівковою передачею внутрішнього зачеплення

В статті описана методика розрахунку робочого об'єму героторних гідравлічних машин з епіциклоїдальними цівковими передачами внутрішнього зачеплення.
героторні гідромашини, об'єм робочої камери, площа перерізу камери

Героторні гідравлічні машини з епіциклоїдальними цівковими передачами внутрішнього зачеплення (ЕЦПВЗ) застосовуються в різних галузях машинобудівної промисловості, мобільній та сільськогосподарській техніці, технологічному обладнанні, енергетичній та нафтовидобувній галузях, тощо. Як відомо, одна з найважливіших характеристик гідравлічних машин, є об'ємна подача (для насосів) або крутний момент (для гідромоторів), які нерозривно пов'язані з величиною робочого об'єму гідромашини. Для насосів – це об'єм рідини, що вивільняється за один оберт вала, для моторів – це об'єм рідини, що необхідно затратити на один оберт вала. Складність визначення робочого об'єму героторних гідромашин зумовлена складною геометрією ЕЦПВЗ. Виникає необхідність у створенні універсальної розрахункової методики для визначення величини робочого об'єму героторних гідромашин з різними конструктивними параметрами ЕЦПВЗ.



1 – статор із числом зубців z_2 ; 2 – ротор із числом зубців z_1 ; 3 – епіциклоїда; 4 – робочий профіль ротора (еквідистанта до епіциклоїди)

Рисунок 1 – Загальна схема позacentроїдного епіциклоїдального цівкового зачеплення з позначенням основних параметрів

© О.І. Скібінський, В.І. Гуцул, А.А. Гнатюк, А.В. Заярна, 2012

Розглянемо розрахункову схему ЕЦПВЗ (рис.1), та введемо наступні позначення:

$C_1(x_1; y_1), C_2(x_2; y_2), \dots, C_i(x_i; y_i)$ – центри цівок, що задані своїми координатами;

$D_1(\xi_1; \eta_1), D_2(\xi_2; \eta_2), \dots, D_i(\xi_i; \eta_i)$ – точки дотику робочого профілю ротора з цівками, що задані своїми координатами;

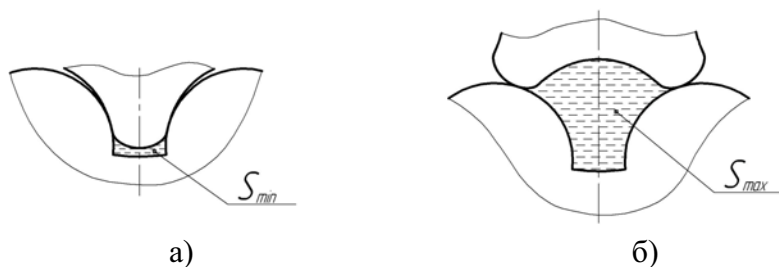
O і O_1 – центри центрів статора і ротора.

Зачеплення можна умовно поділити на дві зони, провівши лінію через точки O і O_1 (вісь Ox) – зона всмоктування і зона нагнітання. Кожна окрема камера відокремлена двома точками дотику робочого профілю ротора з двома сусідніми цівками. Під час роботи насоса при здійсненні планетарного руху, камери в зоні всмоктування одночасно збільшуються в об'ємі, створюючи від'ємний тиск. При переході в зону нагнітання, усі камери одночасно зменшуються, рідина вивільняється. Для гідромоторів увесь процес протікає навпаки: рідина під тиском подається в робочі камери, заставляючи ротор обертатися.

Аналізуючи схему зачеплення, стає очевидним, що об'єм рідини, яка вивільняється є сумою усіх різниць об'ємів двох суміжних камер зони нагнітання, або різницею найбільшого і найменшого об'єму камер. Тоді робочий об'єм героторної гідромашини визначається за формулою [1]:

$$V_p = (S_{max} - S_{min}) \cdot h \cdot z_1, \quad (1)$$

де S_{max} і S_{min} – максимальна і мінімальна площа міжзубової камери (рис. 2);
 h – висота героторної передачі.



а) – мінімальна площа; б) – максимальна площа

Рисунок 2 – Площа перерізу міжзубової камери

Основними вхідними параметрами для проведення розрахунку площ міжзубових камер (рис. 1) є: число зубців ротора z_1 , ексцентриситет передачі e (відстань OO_1), радіус центрів цівок $R_{цц}$, радіус цівки $R_{ц}$, радіус западин статора R_3 . Інші параметри визначаються наступними залежностями:

$z_2 = z_1 + 1$ – число зубців статора;

$R_p = z_1 \cdot e$ – радіус центрів ротора;

$R_c = z_2 \cdot e$ – радіус центрів статора.

Параметричні рівняння вкороченої епіциклоїди (теоретичного профілю) мають вигляд:

$$x(\varphi) = R_{цц} \cos(\varphi/z_2) - e \cdot \cos \varphi, \quad (3)$$

$$y(\varphi) = R_{цц} \sin(\varphi/z_2) - e \cdot \sin \varphi. \quad (4)$$

Параметричні рівняння еквідистанти вкороченої епіциклоїди (робочого профілю ротора):

$$\xi(\varphi) = R_{цц} \cos(\varphi/z_2) - e \cdot \cos \varphi - \frac{R_c \cdot (R_{цц} \cdot \cos(\varphi/z_2) - R_c \cdot \cos \varphi)}{\sqrt{R_c^2 + R_{цц}^2 - 2 \cdot R_c \cdot R_{цц} \cdot \cos(\varphi \cdot z_1/z_2)}}, \quad (5)$$

$$\eta(\varphi) = R_{\text{щ}} \sin(\varphi/z_2) - e \cdot \sin \varphi - \frac{R_{\text{щ}} \cdot (R_{\text{щ}} \cdot \sin(\varphi/z_2) - R_c \cdot \sin \varphi)}{\sqrt{R_c^2 + R_{\text{щ}}^2 - 2 \cdot R_c \cdot R_{\text{щ}} \cdot \cos(\varphi \cdot z_1/z_2)}}. \quad (6)$$

Як видно зі схеми (рис.1), при $z_1 = 5$ найбільша площа перерізу камери обмежена точками D_6 і D_1 і лежить в секторі, обмеженому кутом θ_6 а найменша – D_3 і D_4 , в секторі з кутом θ_3 . Їм відповідають кутові параметри: φ_6 і φ_7 та φ_3 і φ_4 . У випадку, коли число зубців ротора – парне число, камери з максимальним і мінімальним об'ємом не можуть існувати одночасно, як на рис. 1. Вони по чергово замінюють одна одну в процесі здійснення планетарного руху. Незалежно від того, парне чи не парне число зубців z_1 , обчислення мінімальної площі можна здійснювати на тому же проміжку зміни φ , що і обчислення максимальної. У цьому випадку в формулах (3)-(6) величину e необхідно замінити на $-e$.

Центри цівок лежать в точках перетину кола радіусом $R_{\text{щ}}$ із епіциклоїдою 3 (рис. 1) і розташовані один відносно одного під кутом $2\pi/z_2$. Для побудови дуги епіциклоїди, обмеженої двома сусідніми центрами цівок, центр O центроїди статора R_c повинен здійснити повний оберт, відносно точки O_1 на кут 2π . Кутові параметри, що відповідають точкам дотику робочого профілю ротора з цівками і центрам цівок залишаються однаковими, адже обидві точки лежать на одній нормалі. Ділянки міжзубових камер з мінімальною та максимальною площею (рис. 2, а, б) мають вісь симетрії, яка поділяє саму площу і еквідистанту, що її обмежує, на дві рівні частини. Для побудови половини дуги центр O необхідно повернути на пів оберта, тобто на кут рівний π . Тоді кутові параметри визначаються наступним чином: для першої точки дотику цівки з ротором значення кутового параметру φ_1 буде π , для наступної точки воно буде дорівнювати $\varphi_2 = \pi + 2 \cdot \pi = 3 \cdot \pi$. Зміну кутового параметру можна представити у вигляді залежності:

$$\varphi_i = (2 \cdot i - 1) \cdot \pi, \quad (7)$$

де $i = 1, 2, 3, \dots, z_2$.

Зі схеми (рис. 1) видно, що при $z_1 = 5$ максимальна площа обмежена точками, яким відповідають кутові параметри $\varphi_6 = 11 \cdot \pi$, і $\varphi_7 = 13 \cdot \pi$. Точкам, що обмежують мінімальну площу, відповідають ті ж самі кутові параметри, але значення e в формулах (3)-(6) береться зі знаком “-”, як наголошувалось вище.

Координати центрів цівок визначаються залежністю:

$$x_i = x(\varphi_i), \quad y_i = y(\varphi_i). \quad (8)$$

Координати точок дотику робочого профілю ротора з цівками визначаються залежністю:

$$\xi_i = \xi(\varphi_i), \quad \eta_i = \eta(\varphi_i). \quad (9)$$

В подальшому, для спрощення розрахунків, координати сусідніх точок (наприклад ξ_3 і ξ_4) будемо позначати з індексами “ i ” та “ $i+1$ ” (тобто ξ_i і ξ_{i+1}).

Площа будь-якої з камер лежить в секторі, обмеженому кутом θ_i та колом западин R_3 . Кут θ_i визначається наступним чином:

$$\theta_i = \arctg \left[\frac{(\xi_i - e) \cdot \eta_{i+1} - (\xi_{i+1} - e) \cdot \eta_i}{(\xi_i - e) \cdot (\xi_{i+1} - e) + \eta_i \cdot \eta_{i+1}} \right]. \quad (10)$$

Площа сектора, обмеженого кутом θ_i і колом западин визначається за формулою:

$$S_i^0 = \theta_i \cdot R_3^2 / 2, \quad (11)$$

де θ_i – задається в радіанах.

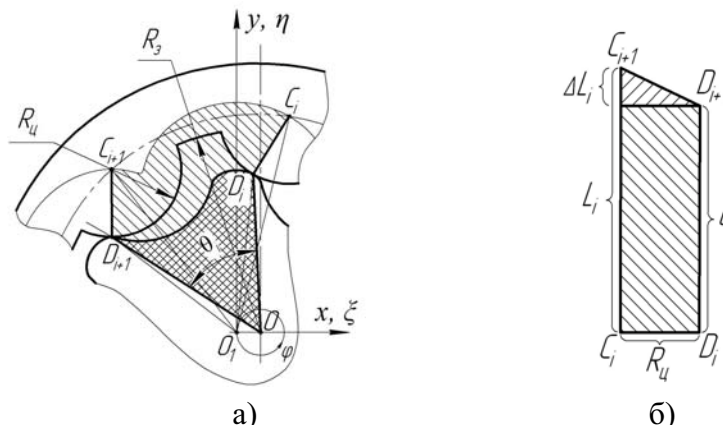
Подальший розрахунок зводиться до віднімання від площі S_{0i} площі криволінійного сектору ротора OD_iD_{i+1} та двох складних секторів цівок $A_iB_iD_i$ і $A_{i+1}B_{i+1}D_{i+1}$ (рис 4).

Площу криволінійного сектору ротора $O_1C_iC_{i+1}$ можна знайти за формулою [2]:

$$S = \frac{1}{2} \cdot \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} (\xi(\varphi) \cdot \eta'(\varphi) - \xi'(\varphi) \cdot \eta(\varphi)) d\varphi. \quad (12)$$

При підстановці значень $\xi(\varphi)$ і $\eta(\varphi)$ та їх похідних у формулу (12) отримуємо громіздкий і складний вираз, тому інтеграл в такому випадку можливо обчислити тільки за допомогою ПК.

Обчислити площу можна і за іншою методикою. Маючи довжини кривих C_iC_{i+1} і D_iD_{i+1} (рис. 3,а), знаходимо площу обмежену епіциклоїдою C_iC_{i+1} , еквідистантою D_iD_{i+1} , і двома відрізками C_iD_i , $C_{i+1}D_{i+1}$. Ця площа чисельно рівна площі трапеції (рис.3,б). Далі від площі криволінійного сектору епіциклоїди $O_1C_iC_{i+1}$ віднімаємо вище зазначену площу, додаємо площі трикутників ΔOO_1D_i , $\Delta O_1C_{i+1}D_{i+1}$ і віднімаємо площі $\Delta O_1C_iD_i$, ΔOO_1D_{i+1} .



а) – загальна схема; б) – спрощений вигляд ділянки між епіциклоїдою та профілем ротора
Рисунок 3 – Розрахункова схема для обчислення площі криволінійного сектору ротора

Площа криволінійного сектору $O_1C_iC_{i+1}$ епіциклоїди:

$$S_i^E = \frac{1}{2} \cdot \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} (x(\varphi) \cdot y'(\varphi) - x'(\varphi) \cdot y(\varphi)) d\varphi. \quad (13)$$

Перші похідні від координат $x(\varphi)$ і $y(\varphi)$ мають вигляд:

$$x'(\varphi) = e \cdot \sin \varphi - (R_{\text{щ}} / z_2) \cdot \sin(\varphi / z_2), \quad (14)$$

$$y'(\varphi) = (R_{\text{щ}} / z_2) \cdot \cos(\varphi / z_2) - e \cdot \cos \varphi. \quad (15)$$

Підставивши значення у формулу (13), та виконавши необхідні перетворення, отримаємо:

$$S_i^E = \frac{1}{2 \cdot z_2} \cdot \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \left(e^2 \cdot z_2 + R_{\text{щ}}^2 - e \cdot R_{\text{щ}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot z_1}{z_2}\right) - R_c \cdot R_{\text{щ}} \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot z_1}{z_2}\right) \right) d\varphi. \quad (16)$$

Після інтегрування, маємо формулу для визначення секторної площі вкороченої епіциклоїди:

$$S_i^E = \frac{1}{2 \cdot z_2} \cdot \left(\frac{z_2}{z_1} \cdot R_{\text{щ}} \cdot (R_c + e) \cdot \left(\sin\left(\frac{\varphi_i \cdot z_1}{z_2}\right) - \sin\left(\frac{\varphi_{i+1} \cdot z_1}{z_2}\right) \right) - (z_2 \cdot e^2 + R_{\text{щ}}^2) \cdot (\varphi_i - \varphi_{i+1}) \right). \quad (17)$$

Довжина дуги епіциклоїди між точками C_i і C_{i+1} визначається інтегралом [2]:

$$L_i = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} d\varphi. \quad (18)$$

Введемо наступні позначення:

$$a = (R_{\text{щ}}^2 + R_c^2) / z_2^2, \quad b = 2 \cdot R_{\text{щ}} \cdot R_c / z_2^2. \quad (19)$$

Тоді інтеграл можна записати в наступному вигляді:

$$L_i = \sqrt{\frac{1}{z_2^2}} \cdot \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \sqrt{R_{\text{щ}}^2 + R_c^2 - 2 \cdot R_{\text{щ}} \cdot R_c \cdot \cos\left(\frac{\varphi \cdot z_1}{z_2}\right)} d\varphi = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \sqrt{a - b \cdot \cos(\varphi \cdot z_1 / z_2)} d\varphi. \quad (20)$$

Первісна підінтегральної функції не виражається через елементарні функції, тому отриманий інтеграл (20) зводиться до еліптичних інтегралів другого роду.

Довжина дуги профілю ротора між точками D_i і D_{i+1} визначається інтегралом:

$$l_i = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \sqrt{\xi'(\varphi)^2 + \eta'(\varphi)^2} d\varphi. \quad (21)$$

Значення похідних $\xi'(\varphi)$ і $\eta'(\varphi)$ можна представити:

$$\xi'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left(x - \frac{R_y \cdot y'(\varphi)}{\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}} \right) = x'(\varphi) - \frac{R_y \cdot x'(\varphi) \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{(x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2)^{3/2}}, \quad (22)$$

$$\eta'(\varphi) = \frac{d}{d\varphi} \left(y + \frac{R_y \cdot x'(\varphi)}{\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}} \right) = y'(\varphi) + \frac{R_y \cdot y'(\varphi) \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{(x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2)^{3/2}}, \quad (23)$$

$$\sqrt{\xi'(\varphi)^2 + \eta'(\varphi)^2} = \sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{R_y \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}. \quad (24)$$

Тоді інтеграл запишеться так:

$$l_i = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \left[\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} - \frac{R_y \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} \right] d\varphi. \quad (25)$$

Перша частина інтеграла $\sqrt{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2}$ відома з попередньої формули (20), тому отримуємо наступну рівність:

$$\Delta L_i = L_i - l_i = \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \frac{R_y \cdot (y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi))}{x'(\varphi)^2 + y'(\varphi)^2} d\varphi. \quad (26)$$

Другі похідні від координат $x(\varphi)$ і $y(\varphi)$:

$$x''(\varphi) = e \cdot \cos \varphi - (R_{\text{щ}} \cdot \cos(\varphi / z_2)) / z_2^2, \quad (27)$$

$$y''(\varphi) = e \cdot \sin \varphi - (R_{\text{щ}} \cdot \sin(\varphi / z_2)) / z_2^2. \quad (28)$$

Введемо позначення:

$$c = e^2 + (R_{\text{щ}}^2 / z_2^3), \quad d = R_{\text{щ}} \cdot e \cdot (z_2 + 1) / z_2^2. \quad (29)$$

Тоді отримаємо:

$$y''(\varphi) \cdot x'(\varphi) - y'(\varphi) \cdot x''(\varphi) = c - d \cdot \cos(\varphi \cdot z_1 / z_2). \quad (30)$$

Різниця довжин ΔL_i дуг епіциклоїди і еквідистанти буде визначатись за формулою:

$$\Delta L_i = L_i - l_i = R_y \cdot \int_{\varphi_i}^{\varphi_{i+1}} \frac{c - d \cdot \cos(\varphi \cdot z_1 / z_2)}{a - b \cdot \cos(\varphi \cdot z_1 / z_2)} d\varphi. \quad (31)$$

Значення інтегралу (31) матиме вигляд:

$$\Delta L_i = \frac{R_y \cdot d}{b} \cdot (\varphi_{i+1} - \varphi_i) + \frac{2 \cdot R_y \cdot (b \cdot c - a \cdot d)}{b \cdot \sqrt{a^2 - b^2} \cdot (z_1 / z_2)} \cdot \left[\arctg \left(\sqrt{\frac{a+b}{a-b}} \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{z_1 \cdot \varphi_{i+1}}{2 \cdot z_2} \right) \right) - \arctg \left(\sqrt{\frac{a+b}{a-b}} \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{z_1 \cdot \varphi_i}{2 \cdot z_2} \right) \right) \right]. \quad (32)$$

Площі прилеглих до сектору трикутників визначаються за наступними формулами (допускаються від'ємні значення):

$$S_{\Delta O_1 C_i D_i} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\xi_i^2 + \eta_i^2} \cdot \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \cdot \sin \left[-\arctg \left[\frac{x_i \cdot \eta_i - y_i \cdot \xi_i}{x_i \cdot \xi_i + \eta_i \cdot y_i} \right] \right], \quad (33)$$

$$S_{\Delta O_1 C_{i+1} D_{i+1}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\xi_{i+1}^2 + \eta_{i+1}^2} \cdot \sqrt{x_{i+1}^2 + y_{i+1}^2} \cdot \sin \left[\arctg \left[\frac{x_{i+1} \cdot \eta_{i+1} - y_{i+1} \cdot \xi_{i+1}}{x_{i+1} \cdot \xi_{i+1} + \eta_{i+1} \cdot y_{i+1}} \right] \right], \quad (34)$$

$$S_{\Delta O O_1 D_i} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\xi_i^2 + \eta_i^2} \cdot \sqrt{(\xi_i - e)^2 + \eta_i^2} \cdot \sin \left[-\arctg \left[\frac{(\xi_i - e) \cdot \eta_i - \eta_i \cdot \xi_i}{(\xi_i - e) \cdot \xi_i + \eta_i^2} \right] \right], \quad (35)$$

$$S_{\Delta O O_1 D_{i+1}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\xi_{i+1}^2 + \eta_{i+1}^2} \cdot \sqrt{(\xi_{i+1} - e)^2 + \eta_{i+1}^2} \cdot \sin \left[\arctg \left[\frac{(\xi_{i+1} - e) \cdot \eta_{i+1} - \eta_{i+1} \cdot \xi_{i+1}}{(\xi_{i+1} - e) \cdot \xi_{i+1} + \eta_{i+1}^2} \right] \right]. \quad (36)$$

Площа криволінійного сектору $OD_i D_{i+1}$ ротора:

$$S_i^P = S_i^E + S_{\Delta O_1 C_i D_i} + S_{\Delta O_1 C_{i+1} D_{i+1}} + S_{\Delta O O_1 D_i} + S_{\Delta O O_1 D_{i+1}} - \left(L_i \cdot R_y + \frac{\Delta L_i \cdot R_y}{2} \right), \quad (37)$$

де $\left(L_i \cdot R_y + \frac{\Delta L_i \cdot R_y}{2} \right)$ – площа трапеції (рис. 3,б).

Далі знаходимо площі ділянок обмежених цівкою, відрізком $B_i D_i$ і колом западин R_3 (рис. 4).

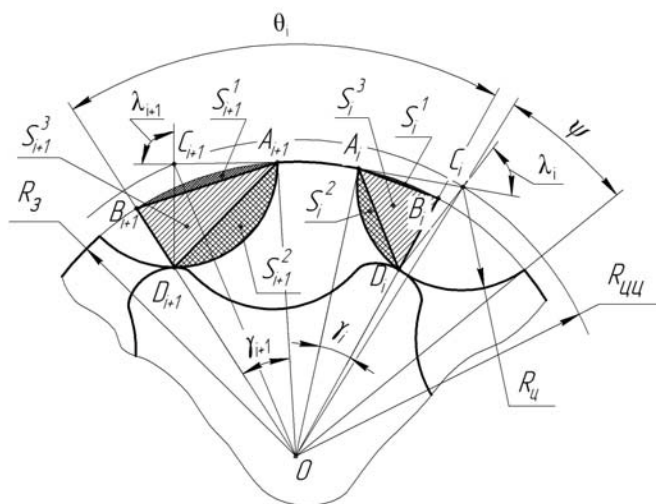


Рисунок 4 – Розрахункова схема для обчислення площі ділянок цівок

Дану ділянку розбиваємо на більш прості геометричні фігури – два сегмента S_i^1 , S_i^2 і трикутник S_i^3 . По черзі знаходимо площу кожної фігури окремо, сума площ трьох фігур дає шукану площу складної ділянки $A_i B_i D_i$. Таким же чином обчислюється площа

сусідньої ділянки цівки $A_{i+1}B_{i+1}D_{i+1}$.

Маючи кути γ_i і γ_{i+1} і радіус кола западин R_3 , легко знайти площі двох сегментів, S_i^1 і S_{i+1}^1 . Кути γ_i і γ_{i+1} визначаються за формулами:

$$\gamma_i = \psi - \angle A_i O B_i = \arccos \left[\frac{R_3^2 + R_{yy}^2 - R_y^2}{2 \cdot R_3^2 \cdot R_{yy}^2} \right] - \arctg \left[\frac{(x_i - e) \cdot \eta_i - y_i \cdot (\xi_i - e)}{(x_i - e) \cdot (\xi_i - e) + y_i \cdot \eta_i} \right], \quad (38)$$

$$\gamma_{i+1} = \psi + \angle A_{i+1} O B_{i+1} = \arccos \left[\frac{R_3^2 + R_{yy}^2 - R_y^2}{2 \cdot R_3^2 \cdot R_{yy}^2} \right] + \arctg \left[\frac{(x_{i+1} - e) \cdot \eta_{i+1} - y_{i+1} \cdot (\xi_{i+1} - e)}{(x_{i+1} - e) \cdot (\xi_{i+1} - e) + y_{i+1} \cdot \eta_{i+1}} \right]. \quad (39)$$

Площі сегментів, утворених колом западин і кутами γ_i і γ_{i+1} :

$$S_i^1 = R_3^2 \cdot (\gamma_i - \sin \gamma_i) / 2, \quad (40)$$

$$S_{i+1}^1 = R_3^2 \cdot (\gamma_{i+1} - \sin \gamma_{i+1}) / 2, \quad (41)$$

де γ_i, γ_{i+1} – задаються в радіанах.

Далі знаходимо довжини хорд $A_i D_i$ і $A_{i+1} D_{i+1}$:

$$A_i D_i = \sqrt{R_3^2 + ((\xi_i - e)^2 + \eta_i^2) - 2 \cdot R_3 \cdot \sqrt{(\xi_i - e)^2 + \eta_i^2} \cdot \cos \gamma_i}, \quad (42)$$

$$A_{i+1} D_{i+1} = \sqrt{R_3^2 + ((\xi_{i+1} - e)^2 + \eta_{i+1}^2) - 2 \cdot R_3 \cdot \sqrt{(\xi_{i+1} - e)^2 + \eta_{i+1}^2} \cdot \cos \gamma_{i+1}}. \quad (43)$$

Кути, що відповідають хордам λ_i і λ_{i+1} :

$$\lambda_i = 2 \cdot \arcsin(A_i D_i / 2 \cdot R_y), \quad (44)$$

$$\lambda_{i+1} = 2 \cdot \arcsin(A_{i+1} D_{i+1} / 2 \cdot R_y). \quad (45)$$

Площі сегментів, що відповідають даним кутам (кут λ в радіанах):

$$S_i^2 = R_y^2 \cdot (\lambda_i - \sin \lambda_i) / 2, \quad (46)$$

$$S_{i+1}^2 = R_y^2 \cdot (\lambda_{i+1} - \sin \lambda_{i+1}) / 2, \quad (47)$$

λ_i, λ_{i+1} – задаються в радіанах.

Довжини хорд $A_i B_i$ і $A_{i+1} B_{i+1}$:

$$A_i B_i = 2 \cdot R_3 \cdot \sin(\lambda_i / 2), \quad (48)$$

$$A_{i+1} B_{i+1} = 2 \cdot R_3 \cdot \sin(\lambda_{i+1} / 2). \quad (49)$$

Площі трикутників $\Delta A_i B_i D_i$ і $\Delta A_{i+1} B_{i+1} D_{i+1}$ визначаємо за формулою Герона:

$$S_i^3 = \sqrt{p_i \cdot (p_i - R_3 + \sqrt{(\xi_{i+1} - e)^2 + \eta_{i+1}^2}) \cdot (p_i - A_i B_i) \cdot (p_i - A_i D_i)}, \quad (50)$$

$$S_{i+1}^3 = \sqrt{p_{i+1} \cdot (p_{i+1} - R_3 + \sqrt{(\xi_{i+1} - e)^2 + \eta_{i+1}^2}) \cdot (p_{i+1} - A_{i+1} B_{i+1}) \cdot (p_{i+1} - A_{i+1} D_{i+1})}, \quad (51)$$

де p_i і p_{i+1} – половини периметрів трикутників $\Delta A_i B_i D_i$ і $\Delta A_{i+1} B_{i+1} D_{i+1}$.

Додаємо площі двох сегментів і площу трикутника:

$$S_i^y = S_i^1 + S_i^2 + S_i^3, \quad S_{i+1}^y = S_{i+1}^1 + S_{i+1}^2 + S_{i+1}^3. \quad (52)$$

Визначивши всі складові, визначаємо площу перерізу довільної робочої камери за формулою:

$$S_i = S_i^0 - (S_i^P + S_i^y + S_{i+1}^y). \quad (53)$$

Маючи значення максимальної та мінімальної площі перерізів робочих камер, визначаємо за формулою (1) величину робочого об'єму героторної передачі.

Використовуючи дану методику, в подальшому можливо визначити, як впливає зміна різних конструктивних параметрів ЕЦПВЗ на робочий об'єм, та визначити

необхідні їх значення при проектуванні героторних гідромашин.

Список літератури

1. Учебный курс по гидравлике / Том 1 – Rexroth Bosh Group. – 113 с.
2. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / Выгодский М.Я. – М.: Наука, 1975. - 872 с.
3. Савелов А.А. Плоские кривые / Савелов А.А. – М.: Физматгиз, 1960. - 293 с.
4. Гусман М. Т. Забойные винтовые двигатели / Гусман М. Т., Балденко Д. Ф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972.– 89 с
5. Litvin F.L. Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall/ Litvin F.L. - New Jersey, 1994. - 724p.

А. Скибинский, В. Гуцул, А.Гнатюк, А. Заярная

Определение величины рабочего объема героторных гидравлических машин с эпициклоидальными цевочными передачами внутреннего зацепления.

В статье описана методика расчета рабочего объема героторных гидравлических машин с эпициклоидальными цевочными передачами внутреннего зацепления.

O.Skibinskiy, A.Gnatuk, V. Gutsul, A. Zayarna

Determination of size of job volume of hydraulic machines with center epicyclic transmission internal gear

In this paper to describe method of job volume of hydraulic machines with center epicyclic transmission internal gear.

Одержано 28.05.12

УДК 681.5:614.8

О.А. Бугайов, інж.

Консорціум "НВО" "Укргідроенергобуд"

В.Т. Колесник, інж.

Приватне підприємство "АРГ"

Система автоматичного моніторингу параметрів техногенно небезпечних об'єктів

В статті розглянута система, яка забезпечує постійний збір інформації, спостереження та контроль за технологічними параметрами техногенно та природно небезпечних об'єктів, з метою раннього виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій та забезпечення максимально можливого інтервалу часу для виконання відповідних дій службами реагування на надзвичайну ситуацію.

система моніторингу, безпека, канал зв'язку, техногенно небезпечний об'єкт, надзвичайна ситуація

Постановка проблеми. Побудова конкурентноздатної за всіма критеріями автоматизованої системи моніторингу є складною інженерною задачею, яка вимагає застосування різноманітних інформаційних технологій та спеціальних рішень. Як

необхідні їх значення при проектуванні героторних гідромашин.

Список літератури

1. Учебный курс по гидравлике / Том 1 – Rexroth Bosh Group. – 113 с.
2. Выгодский М.Я. Справочник по высшей математике / Выгодский М.Я. – М.: Наука, 1975. - 872 с.
3. Савелов А.А. Плоские кривые / Савелов А.А. – М.: Физматгиз, 1960. - 293 с.
4. Гусман М. Т. Забойные винтовые двигатели / Гусман М. Т., Балденко Д. Ф. – М.: ВНИИОЭНГ, 1972.– 89 с
5. Litvin F.L. Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall/ Litvin F.L. - New Jersey, 1994. - 724p.

А. Скибинский, В. Гуцул, А.Гнатюк, А. Заярная

Определение величины рабочего объема героторных гидравлических машин с эпициклоидальными цевочными передачами внутреннего зацепления.

В статье описана методика расчета рабочего объема героторных гидравлических машин с эпициклоидальными цевочными передачами внутреннего зацепления.

O.Skibinskiy, A.Gnatuk, V. Gutsul, A. Zayarna

Determination of size of job volume of hydraulic machines with center epicyclic transmission internal gear

In this paper to describe method of job volume of hydraulic machines with center epicyclic transmission internal gear.

Одержано 28.05.12

УДК 681.5:614.8

О.А. Бугайов, інж.

Консорціум "НВО" "Укргідроенергобуд"

В.Т. Колесник, інж.

Приватне підприємство "АРГ"

Система автоматичного моніторингу параметрів техногенно небезпечних об'єктів

В статті розглянута система, яка забезпечує постійний збір інформації, спостереження та контроль за технологічними параметрами техногенно та природно небезпечних об'єктів, з метою раннього виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій та забезпечення максимально можливого інтервалу часу для виконання відповідних дій службами реагування на надзвичайну ситуацію.

система моніторингу, безпека, канал зв'язку, техногенно небезпечний об'єкт, надзвичайна ситуація

Постановка проблеми. Побудова конкурентноздатної за всіма критеріями автоматизованої системи моніторингу є складною інженерною задачею, яка вимагає застосування різноманітних інформаційних технологій та спеціальних рішень. Як

правило, на об'єктах використовують обладнання різних виробників, кожен з яких пропонує свої засоби автоматизації та диспетчеризації. Завдання проєктанта автоматизованої системи моніторингу об'єднати різні системи в єдиний інформаційно-технічний комплекс.

Важливим аспектом впровадження систем моніторингу та систем автоматизації і диспетчеризації є безпека оточуючого середовища та людей, які працюють або проживають на територіях, де є вплив техногенного фактору або можуть виникнути природні надзвичайні ситуації.

Метою роботи даних систем є досягнення максимальної безпеки для людей та оточуючого середовища в зонах можливого ураження від роботи техногенно небезпечних об'єктів або впливу факторів природного характеру. Досягнення даної мети базується на базових поняттях видів технологічного процесу, моніторингу технологічного процесу та принципах побудови систем моніторингу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомі системи централізованого спостереження [1,2] призначені для отримання інформації про позаштатну ситуацію на об'єкті – тривога, несправність, аварія та передачу цієї інформації відповідним службам реагування. Така система працює, як правило, по двох каналах зв'язку, зокрема по телефонній лінії та радіоканалу.

Система містить об'єкт спостереження, канал зв'язку та пункт централізованого нагляду. Об'єкт спостереження складається з об'єктового пристрою (прилад приймально-контрольний охоронний чи пожежний), набору датчиків, які реагують на дим, тепло чи, наприклад, рух, телефону чи телефонної лінії або передавача в залежності від каналу зв'язку. Канал зв'язку – телефонні лінії загального користування або радіоэфір. Пункт централізованого нагляду складається з приймача, пультового пристрою та пульта централізованого спостереження. За межами об'єкту спостереження і пункту централізованого нагляду встановлюються додаткові пристрої - ретранслятори, які призначені для організації провідного (телефонного) каналу зв'язку.

Датчики (пожежні, охоронні) здійснюють контроль об'єкту на протипожежну безпеку чи порушення території об'єкту зловмисниками. Датчики з'єднані з об'єктовим пристроєм кабельними лініями. Якщо немає позаштатної ситуації (пожежа, пограбування) датчики працюють в звичному режимі без передачі інформації на прилад приймально-контрольний. У разі виникнення позаштатної ситуації датчики передають інформацію про пожежу чи пограбування на прилад приймально-контрольний. До приладу приймально-контрольного підключено телефонну лінію або передавач радіосигналу. Отриману інформацію прилад приймально-контрольний за допомогою телефонної лінії чи передавача радіосигналу передає у канал зв'язку – телефонні лінії загального користування чи по радіоэфіру. У пункті централізованого нагляду ця інформація надходить на приймач (радіосигнал) або пультовий пристрій (блок комутації телефонної лінії). Приймач або пультовий пристрій підключені інформаційними шинами до пульта централізованого спостереження. Пульт централізованого спостереження приймає інформацію від приймача або пультового пристрою та перетворює її в зручний для оператора формат, як правило, текстовий. Класика інформаційної системи (моніторингу) і не більше.

Проте така система призначена для прийому подій, що вже відбулися (пожежа, проникнення порушника, тощо) та описує лише аварійний стан.

Мета статті. Розробити таку систему, яка могла б забезпечити можливість постійного збору інформації, спостереження та контролю за технологічними параметрами техногенно та природно небезпечних об'єктів з метою раннього виявлення загрози виникнення надзвичайних ситуацій та забезпечення максимально можливого інтервалу часу для виконання відповідних дій службами реагування на надзвичайну

ситуацію, а також для прийняття управлінських рішень (збір інформації, її аналіз, тощо) середньою та вищою ланками менеджменту великих компаній з територіально розподіленими технологічними процесами.

Основні матеріали досліджень. Поставлена мета досягається тим, що у системі централізованого спостереження за технологічними процесами, яка містить об'єкт спостереження з об'єктовими пристроями, канал зв'язку та пульт централізованого спостереження, а також об'єкт спостереження додатково містить датчики контролю за технологічними процесами, датчики супутніх систем та прилади оповіщення про надзвичайну ситуацію. Датчики за допомогою кабельних ліній підключені до об'єктових пристроїв, які являють собою спеціалізовані промислові контролери з функцією вільного програмування. Контролери підключені інформаційними шинами до інтерфейсного блоку, призначеного для передачі інформації у канал зв'язку, що являє собою віртуальну комп'ютерну мережу. Пульт централізованого спостереження за технологічними процесами являє собою промислові сервери, підключені до комп'ютерної мережі.

Завдяки наявності датчиків контролю за технологічними процесами та датчиків супутніх систем безперервно відбувається вимірювання параметрів технологічного процесу, інформація про які передається на об'єктовий пристрій. Об'єктовий пристрій здійснює передачу великого масиву інформації про поточний стан всіх датчиків контролю за технологічними процесами та датчиків супутніх систем у канал зв'язку. Віртуальна комп'ютерна мережа як канал зв'язку гарантує високу швидкість передачі великого масиву даних – до 100Мбіт/с, захищеність інформаційного потоку, гнучкість при організації альтернативних маршрутів передачі даних, широкий вибір технологій доступу, передачу інформації з об'єкту спостереження на запрограмовані IP-адреси. Пульт централізованого спостереження – промислові сервери з дружнім операторським інтерфейсом відображають стан всіх контрольованих параметрів технологічного процесу в динамічному режимі. Забезпечується створення мережі пультів централізованого спостереження за технологічним процесом різних рівнів підпорядкування.

Такий постійний збір інформації дозволяє спостерігати та контролювати технологічні параметри техногенно та природно небезпечних об'єктів, а отже попередити виникненню надзвичайної ситуації.

Система складається (рис. 1) з об'єкту спостереження, каналу зв'язку та пульту централізованого спостереження.

Об'єкт спостереження містить датчики контролю за технологічними процесами та супутніх систем (датчики тиску, температури, рівня, тощо, виконавчі механізми, пожежна система сигналізації і т.п.) 1, 2, 3, ..., n , $n+1$, прилади оповіщення 4, 5 про надзвичайну ситуацію на об'єкті та об'єктові пристрої 6, 7 – спеціалізовані промислові контролери, які мають функцію вільного програмування. Датчики 1, 2, 3, ..., n , $n+1$ за допомогою кабельних ліній підключені до об'єктових пристроїв – контролерів 6, 7, які, в свою чергу, підключені до інтерфейсного блоку інформаційними шинами з метою передачі інформації у канал зв'язку. В залежності від алгоритму, на який запрограмовані контролери 6, 7, вони можуть керувати приладами оповіщення, які підключаються кабельними лініями до контролерів 6, 7.

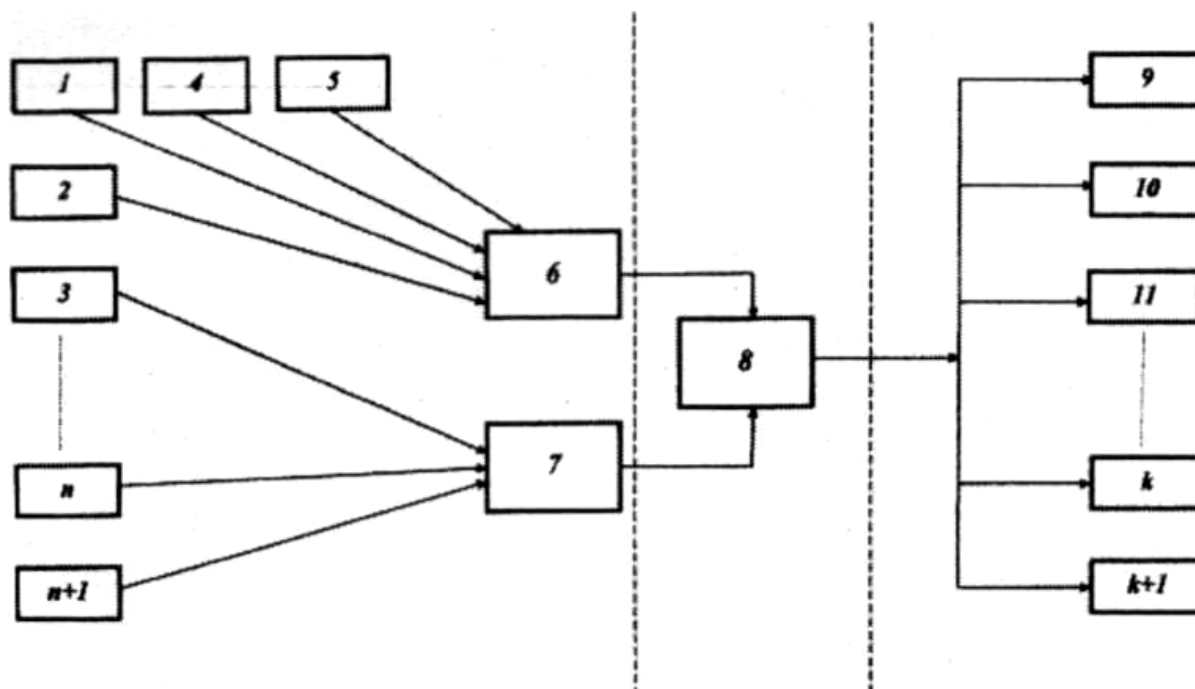


Рисунок 1 – Система централізованого спостереження за технологічними процесами

Канал зв'язку – це віртуальна комп'ютерна мережа, яка створена на основі технічних можливостей сучасного Інтернету та містить інтерфейсні блоки (VPN-роутери) 8.

Пульт централізованого спостереження за технологічними процесами являє собою промислові сервери 9, 10, 11, ..., k , $k+1$ підключені до віртуальної комп'ютерної мережі та призначені для прийому пакетів даних з техногенно небезпечних об'єктів спостереження, візуалізації цих даних на моніторах пультів для оперативного реагування та прийняття управлінських рішень.

Система централізованого спостереження за технологічними процесами працює таким чином.

Датчики 1, 2, 3, ..., n , $n+1$, які контролюють технологічний процес та супутні системи на об'єкті спостереження, передають інформаційні сигнали про стан технологічного процесу на об'єктові пристрої - промислові контролери 6 та 7, які мають функцію вільного програмування. Промислові контролери 6 та 7 призначені для вирішення завдань збору, обробки та накопичення інформації про параметри технологічного процесу та супутніх систем, які можуть впливати на технологічний процес. Серцем контролера є модуль центрального процесора, який і вирішує визначені вище завдання, а за рахунок функцій вільного програмування вирішуються завдання прикладного характеру – запуск пристроїв оповіщення 4, 5. Промислові контролери 6, 7 опрацьовують інформаційні сигнали від усіх датчиків 1, 2, 3, ..., n , $n+1$, згідно заздалегідь запрограмованого алгоритму для кожного об'єкту спостереження, і, при відхиленні будь-якого параметру технологічного процесу від норми, контролери відкривають «шлюз» інтерфейсного блоку (VPN-роутери) 8, таким чином інформація від датчиків 1, 2, 3, ..., n , $n+1$ надходить в канал зв'язку.

Головне завдання каналу зв'язку - це передача великого масиву інформації з високою швидкістю. Канал зв'язку, який відповідає цьому завданню являє собою віртуальну комп'ютерну мережу побудовану на принципах VPN-технологій. Принцип роботи VPN-технології полягає в наступному: коли дані потрапляють у віртуальну

комп'ютерну мережу вони зникають «з поверхні» в точці відправлення і знову «з'являються» тільки в точці призначення. Це означає створення логічного тунелю (VPN -тунель) в мережі Інтернет, що з'єднує дві точки. Крім того, дані ще й шифруються, що забезпечує їх додатковий захист. VPN-тунель забезпечує транспортування в пакетному вигляді інформації між об'єктом спостереження та пультом централізованого спостереження за технологічними процесами (сервером). Кожна точка входу та точка призначення мають свою індивідуальну адресу (IP-адрес).

Пакети даних по каналу зв'язку доставляються на сервери 9, 10, 11, ..., k , $k+1$ у реальному масштабі часу, що дає можливість відповідним службам відстежувати цю інформацію в динаміці, аналізувати її за допомогою відповідних програмних інструментів та приймати вірні управлінські рішення. Сервери 9, 10, 11, ..., k , $k+1$ представляють собою сервери технологічних даних з відповідним програмним забезпеченням. Їх завдання представити в зручному вигляді для операторів отриману інформацію та забезпечити обмін інформацією між мережею. Сервери 9, 10, 11, ..., k , $k+1$ працюють в стандартному і доступному програмному середовищі, що забезпечує обробку масиву даних, які надходять з високою швидкістю. Передбачені сховища даних у досить уніфікованих форматах для передачі, при необхідності, цих даних в інші середовища для обробки, порівняння, аналізу, моделювання і т.д. Інформація зберігається з усіх об'єктів терміном до одного місяця. Забезпечене «гаряче» резервування оперативної роботи сервера, візуалізація вхідної інформації організована в доступному вигляді (параметри, такі як тиск, температура, вологість і т.д., відображаються однаковими символами на всіх об'єктах). Набір програмних інструментів дозволяє обробляти та аналізувати інформацію, порівнювати її з еталонними параметрами технологічного процесу, здійснювати моделювання надзвичайної ситуації з часовим режимом і прив'язкою до метеоумов, архівувати історії змін параметрів технологічного процесу, генерувати повідомлення про критичні та аварійні стани технологічних параметрів з необхідними анотаціями, створювати графічні мнемосхеми для відображення поточних параметрів технологічного процесу, обробки аварійних подій та динамічно відображати графічні мнемосхеми в робочому режимі.

Крім того, дані про поточні параметри технологічного процесу можуть бути використані для контролю стану технологічного процесу з робочих місць операторів для архівування історії зміни технологічних параметрів територіально розподілених технологічних процесів, для формування сумарних звітних форм з метою надання інформації керівному персоналу у випадку територіально розподілених технологічних процесів, тощо.

Висновок. Запропонована система забезпечує надзвичайно високу швидкість передачі даних від об'єкта спостереження до пульта централізованого спостереження, система є максимально інформативною та забезпечує візуалізацію повного комплексу технологічних параметрів з об'єкту спостереження. Вся робота системи виконується в реальному масштабі часу та дає можливість побудови всього ланцюга системи по спіралі, починаючи з об'єкта спостереження.

Список літератури

1. Волхонський В.В. «Системи охоронної сигналізації». - СПб., видавництво «Екополіс і культура», 2000р. – С.61-132.
2. Волхонський В. «Системи централізованого спостереження. Принцип побудови» - БДИ (Безопасность, достоверность, информация). СПб., 1998г. – №3.– С.26-29.
3. Сборник нормативных документов Государственной пожарной охраны МВД Украины. Л.:, 1996.

4. Романенко П.Н., Башкирцев М.П., Светашов И.Т. Пожарная профилактика систем отопления и вентиляции. М.: Высшая школа МВД СССР, 1973.
5. Методика оценки пожарной опасности и взрывоопасности теплогенерирующих установок, работающих на жидком топливе. М., 1972.

О. Бугаёв, В. Колесник

Система автоматического мониторинга параметров техногенно небезопасных объектов

В статье рассмотрена система, которая обеспечивает постоянный сбор информации, наблюдения и контроль за технологическими параметрами техногенно и естественно опасных объектов, с целью раннего выявления угрозы возникновения чрезвычайных ситуаций и обеспечения максимально возможного интервала времени для выполнения соответствующих действий службами реагирования на чрезвычайную ситуацию.

О. Bugayov, V. Kolesnik

Automatic monitoring system of the parameters technogenic dangerous objects

The system, that provides permanent collection of information, supervisions and control after technological parameters technogenic and naturally dangerous objects, is considered in the article, with the purpose of early exposure of threat of origin of emergencies and providing of maximally possible time domain for implementation of corresponding actions services of reacting on an emergency.

Одержано 18.10.12

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, асп., Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе

В работе рассмотрены пути повышения давления, развиваемого шестеренным насосом. Предложена физическая модель, предполагающая, что давление, развиваемого шестеренным насосом определяется внутренним гидравлическим сопротивлением насоса. Получено уравнение, описывающее указанную физическую модель. В качестве основных способов повышения технического уровня насосов по давлению предложены ряд направлений повышения внутреннего гидравлического сопротивления насоса.

шестеренный насос, давление насоса, внутреннее гидравлическое сопротивление, внутренние утечки

Давление, которое способен развивать объемный насос, определяет технический уровень насоса и гидросистемы в целом. Следовательно, повышение давления, создаваемого насосом, является важной задачей машиностроительного производства.

Потребляемая шестеренным насосом (НШ) механическая мощность, непосредственно преобразуемая в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости (РЖ) под давлением, может быть найдена из зависимости:

4. Романенко П.Н., Башкирцев М.П., Светашов И.Т. Пожарная профилактика систем отопления и вентиляции. М.: Высшая школа МВД СССР, 1973.
5. Методика оценки пожарной опасности и взрывоопасности теплогенерирующих установок, работающих на жидком топливе. М., 1972.

О. Бугаёв, В. Колесник

Система автоматического мониторинга параметров техногенно небезопасных объектов

В статье рассмотрена система, которая обеспечивает постоянный сбор информации, наблюдения и контроль за технологическими параметрами техногенно и естественно опасных объектов, с целью раннего выявления угрозы возникновения чрезвычайных ситуаций и обеспечения максимально возможного интервала времени для выполнения соответствующих действий службами реагирования на чрезвычайную ситуацию.

О. Bugayov, V. Kolesnik

Automatic monitoring system of the parameters technogenic dangerous objects

The system, that provides permanent collection of information, supervisions and control after technological parameters technogenic and naturally dangerous objects, is considered in the article, with the purpose of early exposure of threat of origin of emergencies and providing of maximally possible time domain for implementation of corresponding actions services of reacting on an emergency.

Одержано 18.10.12

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, К.Ю. Кулешкова, асп., Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе

В работе рассмотрены пути повышения давления, развиваемого шестеренным насосом. Предложена физическая модель, предполагающая, что давление, развиваемого шестеренным насосом определяется внутренним гидравлическим сопротивлением насоса. Получено уравнение, описывающее указанную физическую модель. В качестве основных способов повышения технического уровня насосов по давлению предложены ряд направлений повышения внутреннего гидравлического сопротивления насоса.

шестеренный насос, давление насоса, внутреннее гидравлическое сопротивление, внутренние утечки

Давление, которое способен развивать объемный насос, определяет технический уровень насоса и гидросистемы в целом. Следовательно, повышение давления, создаваемого насосом, является важной задачей машиностроительного производства.

Потребляемая шестеренным насосом (НШ) механическая мощность, непосредственно преобразуемая в гидравлическую энергию потока рабочей жидкости (РЖ) под давлением, может быть найдена из зависимости:

$$N_n = \frac{p Q_\phi}{\eta_{mex} \eta_V}, \quad (1)$$

где p - развиваемое насосом давление, Па;

Q_ϕ - фактическая подача насоса, м³/с;

η_V - коэффициент подачи НШ;

η_{mex} - механический КПД НШ.

Теоретическую подачу насоса можно определить, как

$$Q_m = V_0 n, \quad (2)$$

где V_0 - рабочий объем насоса (РОН), м³;

n - частота вращения НШ, об/с;

Теоретическая подача насоса через угловую скорость определяется в соответствии с зависимостью

$$Q_m = V_0 \frac{\omega}{2\pi}, \quad (3)$$

где ω - угловая скорость, рад/с или с⁻¹.

Тогда зависимость (1) можно выразить через теоретическую подачу в виде

$$N_n = \frac{p}{\eta_{mex}} Q_m \eta_V. \quad (4)$$

Или с учетом зависимости (3), имеем

$$N_n = \frac{p}{\eta_{mex}} V_0 \frac{\omega}{2\pi} \eta_V. \quad (5)$$

Коэффициент подачи, можно записать как отношение вида

$$\eta_V = \frac{V_0 - q_{ym1}}{V_0} = 1 - \frac{q_{ym1}}{V_0}, \quad (6)$$

где q_{ym1} - объем утечек за один оборот НШ, м³;

V_0 - РОН, м³.

Тогда, подставив в (5) зависимость коэффициента подачи из (6), получим

$$N_n = \frac{p}{\eta_{mex}} \frac{\omega}{2\pi} (V_0 - q_{ym1}). \quad (7)$$

Откуда, найдем, что

$$p = \frac{2 \pi \eta_{mex} N_n}{\omega (V_0 - q_{ym1})} \quad (8)$$

или

$$p = \frac{\eta_{mex} N_n}{\frac{\omega}{2\pi} (V_0 - q_{ym1})} = \frac{\eta_{mex} N_n}{n (V_0 - q_{ym1})}. \quad (9)$$

И через крутящий момент

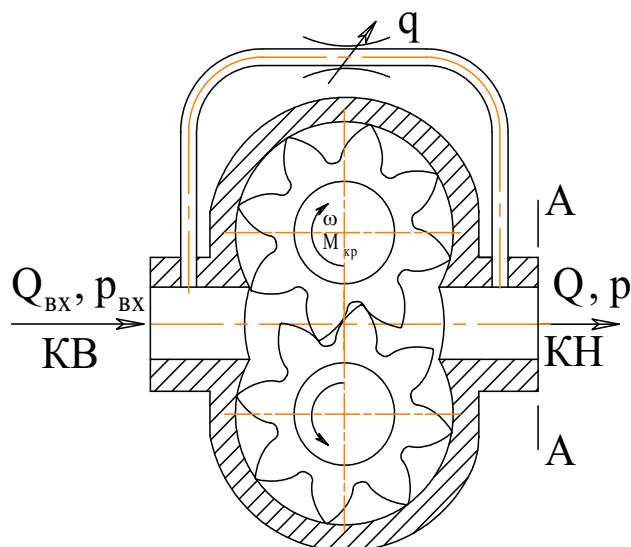
$$p = \frac{2 \pi M \eta_{mex}}{V_0 \eta_v}. \quad (10)$$

Физическая и математическая модель повышения давления в НШ

Определим необходимые и достаточные условия для перекачивания РЖ НШ под давлением.

На рис. 1 представлена схема, позволяющая объяснить, как создается давление в

НШ в ответ на внешнюю нагрузку.



КВ – камера всасывания; КН – камера нагнетания, q – внутренние утечки РЖ
Рисунок 1 - Схема создания давления в шестеренном насосе

Необходимым условием для перекачивания РЖ под давлением является подведение механической энергии к НШ.

Обратившись к модели НШ, представленной на рис. 1 проведем плоскость А – А в произвольном сечении в камере нагнетания. В соответствии с законом Паскаля давление передается одинаково по всем направлениям, а поэтому давление вправо от плоскости А – А передается к гидромотору на преодоление внешней нагрузки, а влево от плоскости А – А воспринимается внутренним гидравлическим сопротивлением НШ. Тогда давление, развиваемое НШ равно падению давления на внутренних гидросопротивлениях. Его можно определить в соответствии с выражением

$$p_{\max} = \sum_{i=1}^n G_{\text{внт}i} q_{\text{ymi}}, \quad (11)$$

где $G_{\text{внт}i}$ - i -е внутреннее гидросопротивление через i -е сопряжение НШ;
 q_{ymi} - объем утечек через i -е сопряжение НШ.

Это уравнение следует считать основным, определяющим развиваемое НШ максимальное давление.

Аналог закона Ома в гидравлике можно сформулировать следующим образом: фактический расход жидкости с одной стороны и объем внутренних утечек (ВУ) с другой стороны между двумя фиксированными сечениями потока пропорционален перепаду давления между этими сечениями и обратно пропорционален гидравлическому сопротивлению этого участка. Аналитически эта зависимость может быть представлена в виде

$$Q_{\phi} = \frac{p}{G_{\text{внт}i}}, \quad (12)$$

где p - перепад давления между сечениями потока жидкости, Па,
 $G_{\text{внт}i}$ - внешнее гидравлическое сопротивление, определяемой нагрузкой и сопротивлением трубопроводов.

По аналогии с (12) можно записать для ВУ в насосе - q_{ym}

$$q_{ym} = \frac{p}{G_{внт}}. \quad (13)$$

Исходя из выражений (12) и (13) можем записать, что важнейшим условием работоспособности насоса является выполнение условия

$$Q_{\phi} G_{внш} = q_{ym} G_{внт}, \quad (14)$$

где Q_{ϕ} - фактическая подача насоса, м³/с;

q_{ym} - внутренние утечки РЖ, м³/с;

$G_{внш}$ - внешнее гидравлическое сопротивление, Па с/м³;

$G_{внт}$ - внутренне гидравлическое сопротивление насоса, Па с/м³;

Из выражения (13) получим зависимость для давления, которое может развить НШ

$$p = q_{ym} G_{внт}. \quad (15)$$

Физическая сущность зависимости (15) состоит в том, что развиваемое НШ давление пропорционально внутреннему гидравлическому сопротивлению $G_{внт}$ насоса на пути ВУ через зазоры в сопряжениях деталей насоса.

Из зависимости (13) и (15) и рис. 1 видим, что уменьшая гидравлическое сопротивление ВУ НШ - $G_{внт}$ возможно достичь такого момента, при котором насос будет не в состоянии преодолеть внешнюю нагрузку. В этот момент внешнее и внутреннее ГС выровняются $G_{внт} = G_{внш}$, в результате чего станут равны подача и ВУ, т.е. будет выполняться условие $Q_{\phi} = q_{ym}$, что является аналогом отсутствия подачи РЖ. При этом, вся механическая энергия, подводимая к насосу, будет преобразовываться во внутреннюю энергию РЖ – идти на ее нагрев.

Из зависимости (15) и рис. 1 видим, что наоборот увеличивая гидравлическое сопротивление ВУ НШ - $G_{внт} \rightarrow \infty$, тем самым возможно добиться снижения ВУ $q_{ym} \rightarrow 0$, что даст возможность увеличить давление, развиваемое насосом $p \rightarrow \infty$ и теоретически, считая РЖ несжимаемой, исключить преобразование механической энергии во внутреннюю.

Представим зависимость (14) в виде

$$\frac{Q_{\phi}}{q_{ym}} = \frac{G_{внт}}{G_{внш}}. \quad (16)$$

Из зависимости (16) видим, что фактическая подача НШ при данном давлении, во столько раз больше ВУ, во сколько раз внутреннее гидравлическое сопротивление насоса больше внешнего. При этом внешнее сопротивление определяется нагрузкой на гидромотор. Отсюда следует, что, уменьшая объем суммарных ВУ путем увеличения внутреннего гидросопротивления, тем самым увеличиваем отношение вида: $\frac{Q_{\phi}}{q_{ym}}$, что

по своей сути является увеличением коэффициента подачи (КП) насоса.

С учетом того, что

$$Q_{\phi} = Q_m \eta_v \quad \text{и} \quad q_{yt} = Q_m (1 - \eta_v)$$

из выражения (14) получаем

$$\eta_v = \frac{G_{внт}}{G_{внш} + G_{внт}}; \quad (17)$$

$$\eta_v = \frac{1}{\frac{G_{внш}}{G_{внт}} + 1}. \quad (18)$$

Из выражения (18) следует, что чем больше внутреннее гидравлическое сопротивление НШ - $G_{внт}$, тем выше КП НШ. Следует отметить, что современные НШ обладают внутренним гидравлическим сопротивлением, которое больше внешнего не менее чем на порядок.

Анализ влияния гидравлического сопротивления внутренним утечкам на повышение давления, развиваемого НШ

Анализ многочисленных научно-технических источников [1-10] показал, что математические модели внутренних утечек рабочей жидкости в НШ были получены путем частных решений системы уравнений Навье–Стокса путем значительного упрощения исходной системы и введением ряда ограничений. В результате были получены зависимости, представленные в табл. 1.

Из приведенных зависимостей (19)-(25) видим, что с целью уменьшения ВУ и соответственно повышения давления, развиваемого НШ необходимо стремиться к проектированию щелей в сопряжениях НШ прямоугольного сечения (см. (15), (27)), в которых коэффициент k , характеризующий геометрические особенности зазора и входящий в знаменатель (19)-(25) - равен максимальному значению $k = 48$.

Поскольку в знаменатель выражений (19) - (25) входит длина щели - l , то следующей рекомендацией снижения ВУ в НШ будет увеличение длины щели на пути ВУ.

Уменьшение ширины щели - b , как следует из (19) - (25) также будет способствовать уменьшению ВУ и повышению давления РЖ, развиваемого НШ.

Из приведенных зависимостей (19)-(25) следует, что при использовании РЖ с высокой вязкостью ВУ будут уменьшаться пропорционально, а, значит, будет расти и давление, развиваемое НШ. Но чрезмерное увеличение вязкости РЖ может привести к существенным потерям на всасывании, т.е. к снижению объемного КПД НШ.

Таблица 1 - Зависимости для определения внутренних утечек через зазоры в сопряжениях деталей НШ

Наименование зазора, через который направлены внутренние утечки	Зависимость	№ формулы
Торцовый зазор – δ_1 в сопряжении «торец шестерни – торец втулки»	$q_1 = \frac{\Delta p \cdot \delta_1^3 \cdot (\beta_{не} + \beta_{вс})}{12\mu \cdot \ln \frac{R_i}{r_u}}$	(19)
Радиальный зазор – δ_2 вдоль периметра в сопряжении «шестерня - корпус» (окружные утечки)	$q_2 = \left(\frac{\Delta p \cdot \delta_2^3}{12\mu \cdot l_2} - \frac{R_e \cdot \omega \cdot \delta_2}{2} \right) \cdot b$	(20)
Зазор через плоский зазор в сопряжении зубьев шестерен между собой по эвольвентным профилям - δ_3	$q_3 = \frac{\Delta p \cdot b_3 \cdot \delta_3^3}{48\mu \cdot l_3}$	(21)
Цилиндрический зазор вдоль периметра сопряжения «втулка - корпус» - δ_4	$q_4 = \frac{\Delta p \cdot L_4 \cdot \delta_4^3}{12\mu \cdot l_4}$	(22)

Цилиндрический зазора в сопряжении «цапфа-втулка» - δ_5 при движения жидкости вдоль оси	$q_5 = \frac{\Delta p \cdot \pi \cdot r_e \cdot \delta_5^3}{12\mu \cdot l_5}$	(23)
Плоский зазор - δ_6 в сопряжении стыков втулок	$q_6 = \frac{\Delta p \cdot b_6 \cdot \delta_6^3}{48\mu \cdot l_6}$	(24)
Закон Гагена — Пуазейля, определяющий расход в тонкой цилиндрической трубе круглого сечения	$q_7 = \frac{\pi \Delta p \cdot R \cdot R^3}{8 \mu \cdot l} = \frac{\pi \Delta p \cdot R^4}{8 \mu \cdot l}$	(25)

где q_i - объем внутренних утечек рабочей жидкости через зазоры, в соответствующем сопряжении НШ ($i = 1, 2 \dots 6$), м³/с;

Δp - перепад давления в сопряжениях насоса, Па;

δ_i - величина зазора в соответствующем i -м сопряжении ($i = 1, 2 \dots 6$), м;

μ - коэффициент динамической вязкости РЖ, Па с;

l_i - длина щели в соответствующем i -м сопряжении деталей насоса ($i = 1, 2, 3 \dots 6$), м;

r_b - радиус отверстия втулки, м;

b_i - ширина щели в соответствующем i -м сопряжении деталей насоса ($i = 1, 2, 3 \dots 6$), м;

L - периметр сопряжения «корпус - втулка», м;

z - число зубьев шестерен, м;

l_2 - длина дуги зуба на внешнем радиусе венца шестерни R_e , м;

R_e - внешний радиус венца шестерни, м;

R_i - радиус впадин шестерни, м;

$\beta_{нт}$ - угол нагнетания, град;

$\beta_{вс}$ - угол всасывания, град;

R - радиус трубки круглого сечения, м.

Обращает внимание зависимость (20), в которую входит вязкая составляющая ВУ, препятствующая ВУ НШ. Из (20) следует, что при увеличении частоты вращения НШ вязкая составляющая возрастает, что способствует уменьшению ВУ и соответственно росту давления, развиваемого НШ. Но чрезмерное увеличение частоты вращения может отрицательно сказаться на объемном КПД НШ из-за уменьшения времени на стадии всасывания РЖ в НШ.

Отдельно остановимся на величине зазора - δ , который входит в формулы (19)–(25) в третьей степени и определяется, в первую очередь, точностью изготовления деталей и точностью сборки НШ.

Обратим внимание также на понятие гидравлической шероховатости, увеличение которой может повысить гидравлическое сопротивление соответствующих щелей в сопряжениях деталей НШ.

Из вышеизложенного видим, что существует целый ряд параметров, изменяя которые в нужном направлении можно повышать внутреннее гидросопротивление НШ, что обеспечивает повышение давления, развиваемого НШ.

Рассмотрим некоторые из них. Зависимость для определения внутренних утечек в НШ в самом общем виде можно представить в виде $q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot \delta^3}{k \cdot \mu \cdot l}$. Тогда объем

внутренних утечек за один оборот НШ составит

$$q_{yml} = \frac{\Delta p \cdot \delta_{эkv}^3 \cdot b}{n \cdot k \cdot \mu \cdot l}, \quad (26)$$

где $\delta_{эkv}^3$ - эквивалентный зазор, м

Подставляя в зависимость (9) значение внутренних утечек в общем виде за один оборот НШ из формулы (26), получим

$$p = \frac{\eta_{mex} N_n}{n \left(V_0 - \frac{p \cdot \delta_{эkv}^3 \cdot b}{n \cdot k \cdot \mu \cdot l} \right)}, \quad (27)$$

Откуда получим квадратное уравнение относительно давления - p

$$p^2 \cdot \delta_{эkv}^3 \cdot b - k \cdot \mu \cdot l \cdot n V_0 \cdot p - k \cdot \mu \cdot l \cdot \eta_{mex} \cdot N_n = 0 \quad (28)$$

Действительное решение уравнения (28) имеет вид

$$p = \frac{\sqrt{\mu \cdot k \cdot l (\mu \cdot k \cdot l \cdot V_0^2 \cdot n^2 + 4 \cdot \eta_{mex} \cdot N_n \cdot b \cdot \delta_{эkv}^3)} + V_0 \cdot \mu \cdot k \cdot l \cdot n}{2 \cdot b \cdot \delta_{эkv}^3} \quad (29)$$

Воспользовавшись равенством (29) построим графики зависимости давления от внутренних параметров НШ для насоса типа НШ-32 ЗУК при следующих значениях параметров

- эквивалентный зазор $\delta_{эkv} = 0,20 \cdot 10^{-3}$, м;
- коэффициент $k = 48$;
- динамическая вязкость РЖ $\mu = 0,054$ Па·с;
- суммарная длина зазоров НШ $l = 3 \cdot 10^{-3}$ м;
- суммарная ширина зазоров НШ $b = 163 \cdot 10^{-3}$ м;
- мощность, развиваемая НШ $N = 25000$ Вт;
- номинальная частота вращения НШ $n = 40$ об/с;
- механический КПД НШ $\eta_{mex} = 0,9$;
- рабочий объем НШ $V_0 = 32 \cdot 10^{-6}$ м³.

На рис. 2 представлена зависимость давления, развиваемого НШ от эквивалентного зазора - $\delta_{эkv}$ в сопряжениях насоса.

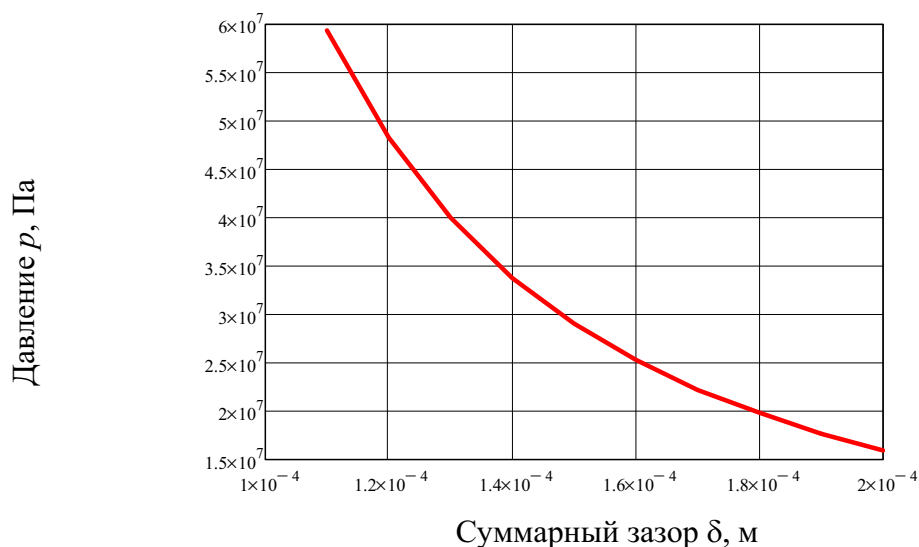


Рисунок 2 - Зависимость давления, развиваемого НШ, от суммарного зазора в сопряжениях насоса

Из рис. 2 видим, что зависимость давления от суммарного зазора - δ отображается кубической параболой.

При значении суммарного зазора - $\delta = 0,20 \cdot 10^{-3}$ м, НШ развивает номинальное для данного НШ-32 ЗУК давление $p = 16$ МПа.

На рис. 3 представлена зависимость давления, развиваемого НШ от динамической вязкости РЖ.

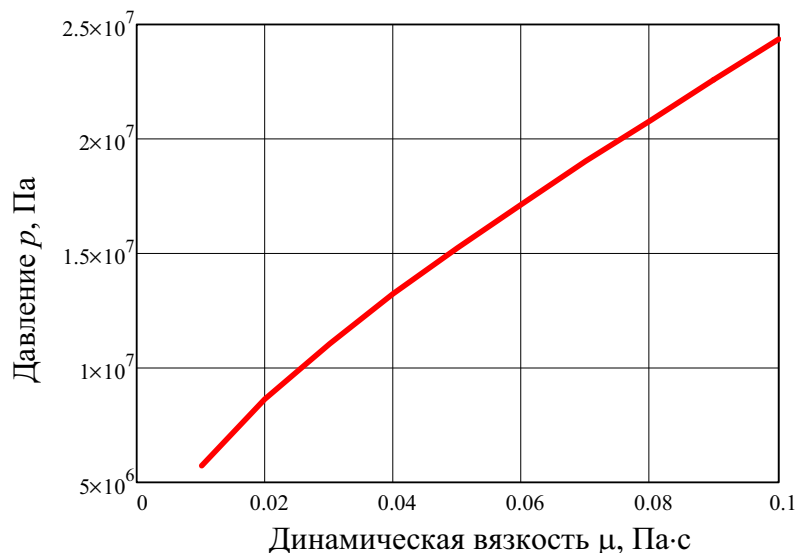
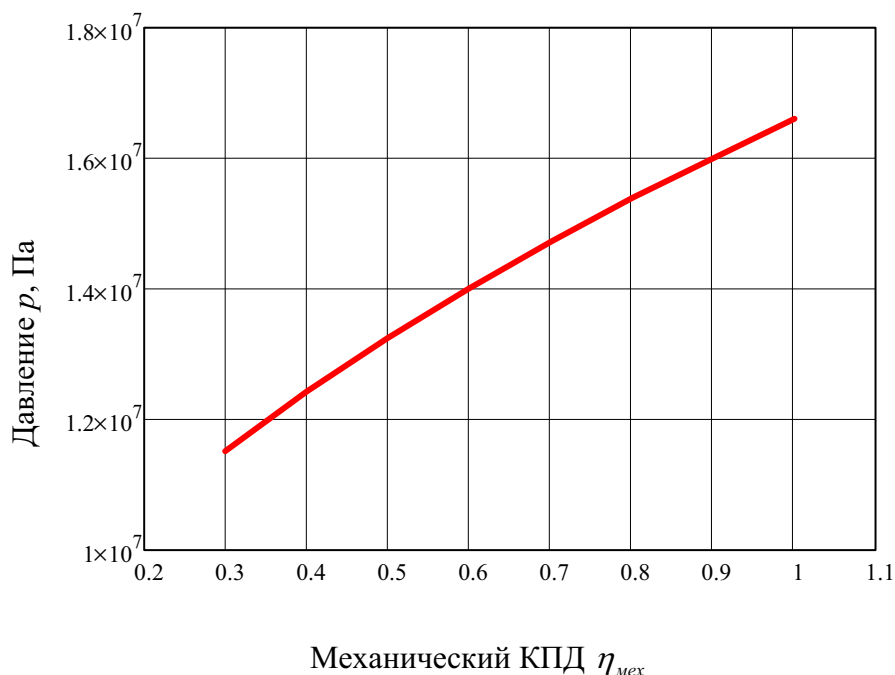


Рисунок 3 - Зависимость давления, развиваемого НШ от динамической вязкости РЖ

Из рис. 3 видим, что зависимость давления от динамической вязкости отображается возрастающей нелинейной зависимостью. При динамической вязкости $\mu = 0,054$ Па·с, НШ развивает номинальное для данного типоразмера насоса давление $p = 16$ МПа.

На рис. 4 представлена зависимость давления, развиваемого НШ от механического КПД НШ.



Механический КПД $\eta_{мех}$

Рисунок 4 - Зависимость давления, развиваемого НШ от механического КПД $\eta_{мех}$

Из рис. 4 видим, что с ростом механического КПД, давление, развиваемое НШ возрастает по нелинейной зависимости. При механическом КПД $\eta = 0,9$, НШ развивает номинальное для данного типоразмера насоса давление $p = 16$ МПа. Таким образом, работоспособность НШ, в частности, развиваемое насосом давление всецело определяется внутренним гидравлическим сопротивлением насоса. В свою очередь, гидравлическое сопротивление определяется состоянием и величиной зазоров, сопрягаемых деталей, через которые и происходят ВУ РЖ в насосе. Это условие является достаточным для создания давления рабочей жидкости в НШ и в насосе объемного типа вообще.

Выводы

1. Нашли дальнейшее развитие физическая и математическая модели, формулирующие условия повышения давления в процессе подачи РЖ НШ. Для повышения давления, развиваемого насосом, необходимо повысить гидросопротивления внутренним утечкам через зазоры в сопряжениях деталей насоса. Это, в свою очередь, приведет к уменьшению внутренних утечек насоса и повышению его коэффициента подачи.

2. Подача НШ при определенном давлении во столько раз больше внутренних утечек, во сколько раз гидросопротивление внутренним утечкам больше сопротивления внешней нагрузке.

3. Предложен целый ряд мер, способствующих повышению давления насоса путем повышения внутреннего гидросопротивления, которые позволят снизить внутренние утечки и повысить коэффициент подачи НШ.

Список литературы

1. Машиностроительный гидропривод / [Прокофьев В.Н., Кондаков Л.А., Никитин Г.А. и др.]. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
2. Основы теории и конструирования объемных гидропередач / [Кулагин Л.В., Демидов Ю.С., Прокофьев В.Н., Кондаков А.А.]; под ред. д.т.н., проф. В.Н Прокофьева. – М.: Высшая школа, 1968. – 399 с.
3. 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.
4. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
5. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа / Осипов А.Ф. // Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
6. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин / Леонов А.Е. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
7. Кудрявцев П.Р. Исследование характера износа деталей и ремонтоспособности шестеренных насосов типа НШ. / Кудрявцев П.Р. // Труды ГОСНИТИ. - М.:, 1964. т. 4 с. 77 -93.
8. А.Ф. Осипов. Объемные гидравлические машины. М., / А.Ф. Осипов. - «Машиностроение», 1966 – 159 с.
9. Ибрагимов Р.А. Исследование влияния продолжительности эксплуатации шестеренного насоса типа НШ-УР на его объемный КПД. / Ибрагимов Р.А. // Гидросистемы и приводы машин для хлопководства. Труды ТИИИМСХ, вып. 115, Ташкент 1981.– С. 29 – 66.
10. Кулешков Ю.В. Технология ремонта шестеренных насосов путем восстановления его шестерен пластическим деформированием. Дисс. на соиск. ученой степени канд. техн. наук. / Кулешков Юрий Владимирович. - Саратов СИМСХ, 1990. – 372 с.

Ю. Кулешков, К. Кулешкова, Т. Руденко, М. Красота

Фізична і математична моделі підвищення тиску робочої рідини в шестеренному насосі

У роботі розглянуті шляхи підвищення тиску, що розвивається шестеренним насосом. Запропоновано фізичну модель, яка передбачає, що тиск, який розвивається шестеренним насосом, визначається внутрішнім гідравлічним опором насоса. Отримано рівняння, яке описує вказану фізичну

модель. Запропоновані способи підвищення технічного рівня шестеренного насоса по тиску спрямовані на підвищення внутрішнього гідравлічного опору насоса.

Y.Kuleshkov, K.Kuleshkova, T. Rudenko, M. Krasota

A physical and mathematical models of increase of pressure of working liquid is in a cog-wheel pump

In the examined ways to increase the pressure supplied by gear pump. As a physical model put forward the position that the pressure supplied by gear pump is an internal hydraulic resistance pump. Suggested an analytical expression, describing dependence, отображающего specified physical model.

Получено 10.10.12

Зміст

<i>В.В. Адамчук, П.О. Косик</i> Дослідження розсівання твердих мінеральних добрив в умовах вітру	3
<i>М.І. Черновол, М.О. Свірень, М.М. Борис</i> Обґрунтування технологічного процесу та конструкції машини для безкопінного зрізу гички цукрових буряків	7
<i>В.В. Аулін</i> Трибофізичне обґрунтування зміни напружено-деформованого стану ґрунту під час дії РОГМ	13
<i>В.М. Булгаков, А.М. Борис, В.І. Василюк, М.В. Усенко</i> Експериментальне дослідження руху мотоблока з садильною машиною на схилах	21
<i>В.В. Амосов, М.М. Косінов, І.М. Осипов, В.А. Пашинський</i> Вплив кута нахилу поверхні відбивача зайвого насіння на точність сівби	28
<i>В.В. Абрамова, О.М. Васильковський, Д.І. Петренко, Т.Г. Сабірзянов, М.М. Шокін</i> Удосконалення конструкції пневмомеханічного висівного апарата	34
<i>Д.В. Богатирьов, В.М. Сало, В.І. Носуленко, Д.В. Мартиненко</i> Обґрунтування перспективних напрямів конструкцій подрібнювачів рослинних решток	39
<i>В.М. Булгаков, А.М. Борис</i> Математична модель динамічної взаємодії робочого елемента відокремлювача гички з головою коренеплоду	44
<i>І.В. Головач, М.Г. Березовий, О.М. Черниш, В.В. Яременко</i> Теоретичні основи взаємодії гнучкої очисної лопаті з головою коренеплоду при доочищенні	48
<i>Р.В. Кісільов, К.Д. Матвєєв, П.Г. Лузан, І.І. Павленко, М.В. Свищ</i> Дослідження бітерних штифтових барабанних дозаторів грубих і соковитих кормів	55
<i>В.О. Кондратець, А.М. Мацуй, Р.В. Жесан, О.М. Сербул</i> Теоретичне обґрунтування вибору типу вітродвигуна для фермерських та індивідуальних господарств	61
<i>М.І. Васильковський, К.В. Васильковська</i> Аналіз процесу точного висіву насіння просапних культур і обґрунтування основних напрямків його вдосконалення	69
<i>І.О. Лісовий, А.І. Бойко, М.О. Свірень, В.А. Пашинський</i> Енергетика процесу перерізання рослинних решток комбінованим сошником для прямого посіву	75

<i>С.М. Лещенко, В.М. Сало, О.М. Васильковський, Д.І. Петренко, В.В. Кузло</i> Експоненційна та мультиплікативна регресійні моделі процесу пневмосепарації зернових сумішей	82
<i>О.Р. Лузан, В.М. Сало, П.Г. Лузан, С.М. Лещенко</i> Результати польових випробувань експериментальної сівалки прямого посіву	89
<i>А.Г. Лукашенко, В.М. Лукашенко, Р.Е. Юпин, Д.А. Лукашенко, В.А. Лукашенко</i> Систематизация структур современных микроконтроллеров для лазерных технологических комплексов	95
<i>Ю.В. Мачок, В.М. Сало, В.В. Аулін, Т.Г. Сабірзянов, П.Г. Лузан</i> Вплив зносу елементів конструкцій сошників на їх тяговий опір.....	100
<i>С.М.Мороз, О.М. Васильковський, Г.Б.Філімоніхін, О.В. Анісімов</i> Енергетичний аналіз роботи завантажувальних транспортерів зерноочисних машин загального призначення.....	106
<i>В.І. Носуленко, О.В. Шелепко</i> Автоматизована системи управління процесом розмірної обробки дугою непрофільованим електродом-інструментом	116
<i>Ю.М. Пархоменко, В.О. Кондратець, М.Д. Пархоменко</i> Дослідження факторів впливу на сталість норми висіву зернових культур у польових умовах	121
<i>М.О. Свірень, М.В. Бакум, М.М. Крекот</i> Обґрунтування параметрів процесу підготовки посівного матеріалу	128
<i>М.М. Петренко, Т.К. Марченко, В.І. Носуленко</i> Вибір форми робочих органів адаптивного розпушувача ґрунту	134
<i>Д.І. Петренко, О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, А.М. Кириченко, М.С. Терещенко</i> Обґрунтування геометричних параметрів пруткового циліндричного барабана відцентрово-пневматичного сепаратора	140
<i>В.І.Рубльов, В.Г. Опалко</i> Карти контролю якості зернових сівалок для збору даних та їх автоматичної обробки і аналізу	146
<i>М.О. Свірень, М.М. Петренко, Д.В. Богатирьов, І.І. Павленко</i> Теоретичні дослідження процесу дозування насіння під час висіву пневмомеханічними апаратами	152
<i>Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, В.В. Русских, К.Ю. Кулешкова</i> Перспективы повышения технического уровня шестеренных насосов	161
<i>Г.Б.Філімоніхін, І.І.Філімоніхіна</i> До визначення умов зрівноваження швидкооберткових роторів сільськогосподарських машин пасивними авто балансирами	168

<i>П.М. Заїка, М.В. Бакум, Р.В. Кириченко</i> Математичне моделювання руху насіння у робочому каналі вібраційно-дискового висівного апарата	177
<i>В.В. Сидоренко, Р.М. Минайленко</i> Аналіз випадкових збурень і їх вплив на навантаження стрічкової зернової норії	184
<i>І.О.Скриннік, В.В.Яцун, В.В.Дарієнко, Д.В. Богатирьов, С.О.Карпушин, М.О.Федотова</i> Визначення впливу основних параметрів при експериментальних дослідженнях сушіння зернового матеріалу в киплячому стані	188
<i>М.М. Косінов, В.В. Амосов, С.А. Мартиненко, А.М. Кириченко, О.Л. Віннік</i> Удосконалення конструкції пневматичного висівного апарата з метою покращення якості сівби	194
<i>М.О. Свірень, О.К. Дідик, М.С. Мірошніченко</i> Ідентифікація динаміки зміни урожайності поля в якості збурення, що діє в автоматизованій системі стабілізації потoku хлібної маси зернозбирального комбайну	198
<i>М.М. Підгаєцький, К.К.Щербина, М.І. Черновол</i> Адаптивне керування системами регулювання радіального розміру алмазно-абразивного інструмента	202
<i>Г.П. Бондаренко</i> Працездатність дисків тертя тракторних коробок передач з перемиканням під навантаженням	208
<i>І.І.Павленко, Т.Г. Сабірзянов, П.В.Попруга</i> Комп'ютерний аналіз кінематичних схем промислових роботів	212
<i>В.П. Горобей, В.Ю. Москалевич</i> Методика лабораторних досліджень сошників для енергосберегаючих технологій посева семян зернових культур	216
<i>М.М. Мельніченко, І.А. Валявський, В.М. Кропівний</i> Кінематичний аналіз механізмів паралельної структури типу «дельта».....	221
<i>Д. Б.Райхман, В.П. Горобей</i> Роторная косилка, навешиваемая фронтально на самоходное шасси типа Т-16М	225
<i>О.І. Скібінський, В.І. Гуцул, А.А. Гнатюк, А.В. Заярна</i> Визначення величини робочого об'єму героторних гідромашин з епіциклоїдальною цівковою передачею внутрішнього зачеплення	229
<i>О.А. Бугайов, В.Т. Колесник</i> Система автоматичного моніторингу параметрів техногенно небезпечних об'єктів	236
<i>Ю.В. Кулешков, К.Ю. Кулешкова, Т.В. Руденко, М.В. Красота</i> Физическая и математическая модели повышения давления рабочей жидкости в шестеренном насосе	241

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 42

Частина I

Відповідальний за випуск М.М. Косінов

Комп'ютерна верстка І.М. Каліч

Тиражування О. Г. Каліч

*Приватне підприємство «Ексклюзив-Систем»
Свідоцтво про реєстрацію № 05720-ПП-1 від 10.12.1996.
25006, м. Кіровоград, вул. Шевченка, 25
тел./факс 24-35-53*

Здано в набір 25.10.2012 Підписано до друку 31.10.2012. Формат 60x84 1/8.
Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman Умов. друк. арк.31,75
Обл. вид. арк. 37,7. Наклад 300 прим. Замовлення №00058.