

**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 II

КІРОВОГРАД • 2012

УДК 631.3.001.1 (082)

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 42 ч. II. – 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 532: 631.362

Л.М. Тіщенко, чл.-кор. НААНУ, д-р техн. наук

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка

Дослідження вібраційного впливу плоского решета на шар зернової суміші

Розроблена математична модель усталених коливань швидкості неоднорідного шару псевдорозрідженої зернової суміші по нахиленому решету, яке здійснює гармонійні поперечні коливання перпендикулярно площині свого найбільшого ската. Зміну кінематичної вібров'язкості суміші по товщині шару апроксимовано експоненційною функцією. Аналітичний розв'язок динамічної крайової задачі одержано за допомогою функцій Кельвіна індексів нуль і одиниця.

зернова суміш, нахилене решето, гармонійні коливання, сепарація

Постановка проблеми. Вібраційний спосіб інтенсифікації решітного сепарування зернових сумішей отримав поширення в технологіях післязбиральної обробки врожаю. Його ефективність залежить від згасання вібраційного поля в сипучому середовищі, що рухається. Чим далі проникнення цього поля від решета в зернову суміш, тим вища ефективність вібраційного способу сепарації. Тому математичне моделювання коливань у зернових сумішах дозволяє досліджувати вібраційний вплив решіт на процес сепарації і відноситься до актуальних науково-прикладних задач.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Гармонійні коливання вібророзрідженої зернової суміші розглядали в [1], [2]. Їх джерелом були поздовжні і поперечні коливання нахилоного решета в площині його найбільшого ската. Крайові задачі гідродинаміки вирішували як для однорідної ньютонівської рідини, так і з урахуванням зміни вібров'язкості суміші по товщині шару. Менш вивченими залишаються коливання швидкості руху зерна при поперечних вібраціях решета ортогонально площині найбільшого ската. Вплив таких вібрацій на рух однієї частинки по шорсткій нахиленій площині досліджено в [3]. Але, розглядаючи рух зернівки, в [3] не враховували її взаємодію з оточуючими частинками середовища. Тому, тут вирішується задача динаміки не для окремої частинки, а для неоднорідного шару псевдорозрідженого сипкого середовища. Раніше такі коливання швидкості однорідного шару розглядали в [5] без урахування, а в [6] – з урахуванням поділу суміші на дві фракції.

Метою досліджень є одержання формули для розрахунку усталеної швидкості руху вібророзрідженої зернової суміші по плоскому нахиленому решету при його гармонійних коливаннях ортогонально площині найбільшого ската.

Постановка і розв'язок крайової задачі. Розглядаємо сталий рух суміші в ортогональній системі координат хуз, наведений на рис. 1.

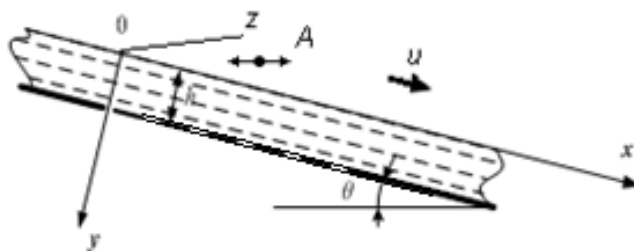


Рисунок 1 – Розрахункова схема плоского нахилоного віброрешета із шаром зернової суміші

Проекції швидкості потоку на ці осі позначимо через u , v , ω . Площина xoy є площиною найбільшого ската, де решето нахилене під кутом θ до горизонту. Коливання решета відбуваються з амплітудою A^* і частотою ω^* у напрямку осі oz , перпендикулярній xoy . Товщина шару зернової суміші, що рухається, дорівнює h . Тому, вирішуючи крайову задачу, задовольняємо крайовим умовам лише при $y = 0$ і при $y = h$, ігноруючи крайові ефекти на інших торцях суміші.

В якості вихідних рівнянь приймаємо узагальнені рівняння Стокса для ньютонівської рідини, в якій кінематична в'язкість є диференціальною функцією координати y . Записані відносно проекцій швидкості потоку, вони мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} &= F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \nabla^2 u + \nu'_y \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right); \\ \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + \omega \frac{\partial v}{\partial z} &= F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \nabla^2 v + 2\nu'_y \frac{\partial v}{\partial y}; \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + u \frac{\partial \omega}{\partial x} + v \frac{\partial \omega}{\partial y} + \omega \frac{\partial \omega}{\partial z} &= F_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \nabla^2 \omega + \nu'_y \left(\frac{\partial \omega}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right); \\ \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} &= 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Тут $F_x = g \sin \theta$; $F_y = g \cos \theta$; $F_z = 0$; g - прискорення вільного падіння; ρ - щільність рідини (натура зернової суміші); p - надлишковий тиск у шарі; $\nu = \nu(y)$ - ефективна кінематична вібров'язкість; ν'_y - похідна ν по y ; t - час; ∇^2 - тривимірний оператор Лапласа.

При $\nu = \text{const}$; $\nu'_y = 0$ система (1) збігається з рівняннями Стокса для однорідної рідини [4].

Оскільки суміш рухається у відкритому просторі, то

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial y} = 0; \quad p = p(y); \quad p(0) = 0. \quad (2)$$

Враховуючи малу відносну товщину зернового шару в сталому режимі його руху, приймаємо:

$$u = u(y); \quad v = 0; \quad \omega = \omega(y, t).$$

Для такого варіанту розв'язок четвертого рівняння (1) перетворюється в тотожність, а інші мають вигляд:

$$v \frac{d^2 u}{dy^2} + v'_y \frac{du}{dy} = -g \sin \theta ; \quad (3)$$

$$\frac{dp}{dy} = \rho g \cos \theta ; \quad (4)$$

$$v \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} + v'_y \frac{\partial \omega}{\partial y} - \frac{\partial \omega}{\partial t} = 0 . \quad (5)$$

Інтегруючи (4), з урахуванням (2), одержуємо:

$$p(y) = \rho g \cos \theta \, y ,$$

що збігається з відомими результатами [1], [2].

Для побудови розв'язку рівнянь (3) та (5) конкретизуємо залежність $v(y)$. Її апроксимуємо виразом:

$$v(y) = v_0 \exp(\lambda y), \quad (6)$$

в якому v_0 – вібров'язкість у вільній поверхні шару; $\lambda > 0$ – характеризує неоднорідність шару.

Перейдемо від змінної y до змінної:

$$\xi = \exp(-\lambda y).$$

Для неї:

$$v(\xi) = v_0 \xi^{-1} ,$$

а (3) перетвориться в рівняння:

$$\frac{d^2 u}{d\xi^2} = -\frac{g \sin \theta}{v_0 \lambda^2 \xi} . \quad (7)$$

Його розв'язуємо при граничних умовах:

$$\left. \frac{du}{d\xi} \right|_{\xi=1} = 0 , \quad u(\xi_1) = 0, \quad (8)$$

де $\xi_1 = \exp(-\lambda h)$.

Крайова задача (7), (8) має розв'язок:

$$u(\xi) = \frac{g \sin \theta}{v_0 \lambda^2} (\xi - \xi_1 + \xi_1 \ln \xi_1 - \xi \ln \xi) .$$

Раніше його побудували в [7].

Переходом від u до ξ рівняння (5) перетворимо в:

$$\frac{\partial^2 \omega}{\partial \xi^2} - \frac{1}{v_0 \lambda^2 \xi} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = 0. \quad (9)$$

Його розв'язуємо при граничних умовах:

$$\left. \frac{\partial \omega}{\partial \xi} \right|_{\xi=1} = 0; \quad \omega(\xi_1) = A^* \omega^* \sin(\omega^* t). \quad (10)$$

Розв'язок представляємо уявною частиною добутку:

$$\omega(\xi, t) = \text{Im} [f(\xi) \exp(i \omega^* t)], \quad (11)$$

в якому $i = \sqrt{-1}$, $f(\xi)$ – комплексна функція речового аргумента ξ .

Використовуючи (9), (10), (11), невідому $f(\xi)$ визначаємо з розв'язку крайової задачі:

$$\frac{d^2 f}{d\xi^2} - \frac{i \omega^*}{v_0 \lambda^2 \xi} f = 0; \quad (12)$$

$$\text{Re } df/d\xi \Big|_{\xi=1} = 0; \quad \text{Im } df/d\xi \Big|_{\xi=1} = 0; \quad (13)$$

$$\text{Re } f(\xi_1) = A^* \omega^*; \quad \text{Im } f'(\xi_1) = 0.$$

Загальний розв'язок рівняння (12) має вигляд [7]:

$$f(\xi) = (c_1 + i c_2) e^{i \frac{\pi}{2}} \eta I_1(\eta \sqrt{i}) + (c_3 + i c_4) e^{-i \frac{\pi}{2}} \eta K_1(\eta \sqrt{i}). \quad (14)$$

При цьому, $\eta = \gamma \sqrt{\xi}$; $\gamma = \frac{2}{\lambda} \sqrt{\frac{\omega^*}{v_0}}$; $I_1(x)$, $K_1(x)$ – модифікована функція Беселя і функція Макдональда індексів одиниця; c_1, c_2, c_3, c_4 – речові довільні постійні.

Виділивши речову і уявну частини (14), одержуємо:

$$\begin{aligned} A(\xi) = \text{Re } f(\xi) &= \eta [c_1 \text{ber}_1(\eta) - c_2 \text{bei}_1(\eta) + c_3 \text{ker}_1(\eta) - c_4 \text{kei}_1(\eta)]; \\ B(\xi) = \text{Im } f(\xi) &= \eta [c_1 \text{bei}_1(\eta) + c_2 \text{ber}_1(\eta) + c_3 \text{kei}_1(\eta) + c_4 \text{ker}_1(\eta)]. \end{aligned} \quad (15)$$

Тут $\text{ber}_1(\eta)$, $\text{bei}_1(\eta)$, $\text{ker}_1(\eta)$, $\text{kei}_1(\eta)$ – функції Кельвіна індексу одиниця. Підстановка (15) та їх похідних в (13), з урахуванням того, що

$$\frac{d}{d\eta} [\eta \text{ber}_1(\eta)] = -\frac{\eta}{\sqrt{2}} [\text{ber}(\eta) + \text{bei}(\eta)];$$

$$\frac{d}{d\eta} [\eta \text{bei}_1(\eta)] = -\frac{\eta}{\sqrt{2}} [\text{bei}(\eta) - \text{ber}(\eta)];$$

$$\frac{d}{d\eta}[\eta \ker_1(\eta)] = -\frac{\eta}{\sqrt{2}}[\ker(\eta) + kei(\eta)];$$

$$\frac{d}{d\eta}[\eta kei_1(\eta)] = -\frac{\eta}{\sqrt{2}}[kei(\eta) - \ker(\eta)],$$

призводить до системи чотирьох рівнянь, з якої знаходимо $c_j, j = \overline{1;4}$:

$$c_{1,2} = \pm \frac{\eta_1^{-1} A^* \omega^*}{F_1^2 + F_2^2} F_{1,2}; \quad c_3 = c_1 \delta_1 + c_2 \delta_2; \quad c_4 = -c_1 \delta_2 + c_2 \delta_1;$$

$$F_1 = ber_1(\eta_1) + \delta_1 \ker_1(\eta_1) + \delta_2 kei_1(\eta_1);$$

$$F_2 = bei_1(\eta_1) + \delta_1 kei_1(\eta_1) + \delta_2 \ker_1(\eta_1);$$

$$\delta_1 = -\frac{f_1 f_3 + f_2 f_4}{f_3^2 + f_4^2}; \quad \delta_2 = \frac{f_2 f_3 - f_1 f_4}{f_3^2 + f_4^2}; \quad \eta_1 = \gamma \sqrt{\xi_1};$$

$$f_{1,2} = bei \pm ber(\gamma); \quad f_{3,4} = kei(\gamma) \pm \ker(\gamma).$$

Використовуючи знайдені значення $c_j, j = \overline{1;4}$, а також вирази (11) і (15), обчислення $\omega(\xi, t)$ зводимо до формули:

$$\omega(\xi, t) = A(\xi) \sin(\omega^* t) + B(\xi) \cos(\omega^* t).$$

Амплітуда коливань проекції швидкості при цьому залежить від ξ і дорівнює:

$$\max \omega = (A^2(\xi) + B^2(\xi))^{1/2}.$$

Величина вектора швидкості потоку суміші по решету $\bar{V}(\xi, t)$ визначається виразом:

$$\bar{V}(\xi, t) = (u^2(\xi) + \omega^2(\xi, t))^{1/2}.$$

Напрямок вектора швидкості також залежить від ξ і t .

Кут α , який утворює вектор $\bar{V}(\xi, t)$ з віссю ox , при $\xi > \xi_1$ можна обчислювати за формулою:

$$\alpha = \arctg \frac{\omega(\xi, t)}{u(\xi)}.$$

У поверхні віброрешета ($\xi = \xi_1$) $\alpha = \pi/2$.

Висновки. Розрахунок швидкості потоку зернової суміші, що сепарується, пов'язаний з обчисленням значень функцій Кельвіна індексів нуль і одиниця, таблиці яких є в [8], [9] і в інших виданнях по спеціальним функціям, і дозволяє досліджувати закономірності вібраційного впливу плоского нахилоного решета на її шар, що рухається.

Список літератури

1. Тищенко Л.Н. Виброрешетная сепарация зерновых смесей / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Харьков: Міськдрук, 2011. – 280 с.
2. Тищенко Л.Н. Колебания зерновых потоков на виброрешетах / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский. – Харьков: Міськдрук, 2012. – 267 с.
3. Заика П.М. Вибрационное перемещение твердых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах. – К.: УСХА, 1998. – 625 с.
4. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.
5. Ольшанский В.П. Движение зерновой смеси на плоском решете при поперечных его колебаниях / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вісник ХНТУСГ: Технічний сервіс АПК, техніка та технології у сільськогосподарському машинобудуванні. – Харків: ХНТУСГ, 2011. – 2011. – Вип. 118. – С. 220-224.
6. Тищенко Л.Н. Колебания скорости зерновой смеси при поперечных вибрациях плоского решета / Л.Н. Тищенко, В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Вібрації в техніці та технологіях. – 2012. – № 1 (65). – С. 119-122.
7. Ольшанский В.П. О колебаниях скорости неоднородного виброожиженного слоя зерна на плоском решете / В.П. Ольшанский, С.В. Ольшанский // Механіка та машинобудування. – 2010. – №1. – С.12-19.
8. Абрамовиц А. Справочник по специальным функциям (с формулами, графиками и математическими таблицами) / А. Абрамовиц, И. Стиган. – М.: Наука, 1979. – 832 с.
9. Носова Л.Н. Таблицы функций Томсона и их первых производных / Л.Н. Носова. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – 423 с.

Л.Тищенко

Исследование вибрационного воздействия плоского решета на слой зерновой смеси

Разработана математическая модель установившихся колебаний скорости неоднородного слоя псевдоожиженной зерновой смеси по наклонному решету, которое совершает гармонические поперечные колебания перпендикулярно плоскости его наибольшего ската. Изменение кинематической вибровязкости смеси по толщине слоя аппроксимировано экспоненциальной функцией. Аналитическое решение динамической краевой задачи выражено с помощью функций Кельвина индексов нуль и единица.

L.Tishchenko

On the investigation into vibrational effect of a flat sieve on a layer of separated grain mixture

It has been created the mathematical model of steady-state vibrations of velocity of a nonuniform layer of fluidized grain mixture along the inclined sieve which performs harmonic lateral oscillations being perpendicular to the plane of its maximum incline. The change of kinematic vibro-viscosity of mixture according to the layer thickness is approximated by an exponential function. The analytical solution of the dynamic boundary problem is expressed by means of Kelvin functions of indices zero and unity.

Одержано 12.10.12

УДК 631.356.2

І.В. Головач, проф., д-р техн. наук

(Національний університет біоресурсів і природокористування України)

В.Г. Присяжний, канд. техн. наук

(Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства" НААН України)

Втрати гички цукрового буряку роторним гичкорізальним апаратом

Аналітично досліджено втрати гички цукрового буряку при коливаннях роторного гичкорізального апарату у поздовжньо-вертикальній площині, що здійснює суцільний зріз зеленої маси бурякового поля.

втрати гички, нерівномірності поля, коливання гичко збирального апарата

Вступ. Внаслідок нерівностей бурякового поля виникають коливання гичкорізального апарату роторного типу, який здійснює суцільне безкопірне зрізування гички при русі гичкозбиральної машини вздовж рядків коренеплодів цукрових буряків. Зазначені коливання викликають нерівномірне зрізання гички по висоті над поверхнею головок коренеплодів, що призводить до значних втрат гички при її збиранні та викликають низку якості коренеплодів цукрових буряків при послідовному їх збиранні. Тому оцінка цих втрат є досить актуальною.

Мета дослідження. Розробка методу аналітичного визначення втрат гички при її зрізанні гичкорізальним апаратом, що виникають внаслідок коливань гичкорізального апарату роторного типу при русі гичкозбиральної машини по нерівностях поверхні поля.

Методика досліджень. Методика досліджень базується на аналізі накладання косинусоїди коливань гичкорізального апарату і косинусоїди нерівностей поверхні ґрунту. Причому, накладання зазначених косинусоїд вивчається для ряду значень зсуву фаз коливань гичкорізального апарату, оскільки від цього залежить висота зрізу гички над поверхнею головки коренеплоду, а в кінцевому результаті і втрати гички при її збиранні.

Дана методика дає можливість з врахуванням агротехнічних вимог до збирання гички аналітично визначити мінімальну висоту розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з метою забезпечення нормального зрізу головок коренеплодів. При цьому аналітично визначено рівень найнижчого зрізу, який може мати місце при даних косинусоїдах. Отримані аналітичні вирази покладені в основу розрахунку на ПЕОМ втрат гички при її зрізанні гичкорізальним апаратом в залежності від зсуву фаз коливань гичкорізального апарату. Такий розрахунок дасть можливість за допомогою ПЕОМ побудувати графік зазначеної залежності і визначити значення зсуву фаз коливань, при яких втрати гички будуть мінімальними.

Основний зміст дослідження. При дослідженні даної проблеми слід розглянути два можливих випадки:

– перший випадок – нерівності ґрунту розташовані у міжряддях, а у самих рядках головки коренеплодів знаходяться на однаковому рівні;

– другий випадок – нерівності ґрунту розташовані як у міжряддях, так і у рядках, а тому головки коренеплодів знаходяться на різній висоті над умовною поверхнею поля.

Будемо вважати [1], що нерівності ґрунту змінюються за косинусоїдальним законом наступного вигляду:

$$y_0 = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x, \quad (1)$$

де l_3 – період косинусоїди нерівностей ґрунту;

h_0 – амплітуда нерівностей ґрунту.

Згідно експериментальних досліджень [2] період коливань центра мас гичкорізального апарату приблизно у два рази менший за період косинусоїди нерівностей ґрунту.

Таким чином, можна вважати, що коливання гичкорізального апарату здійснюються за законом:

$$y_1 = h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} x, \quad (2)$$

де h_1 – амплітуда коливань гичкорізального апарату.

Нехай далі H – висота розміщення гичкорізального апарату над умовною поверхнею поля. Розглянемо спочатку перший випадок (рис.1). Очевидно, що в даному випадку косинусоїда коливань гичкорізального апарату знаходиться вище умовної поверхні поля (осі x) на величину H .

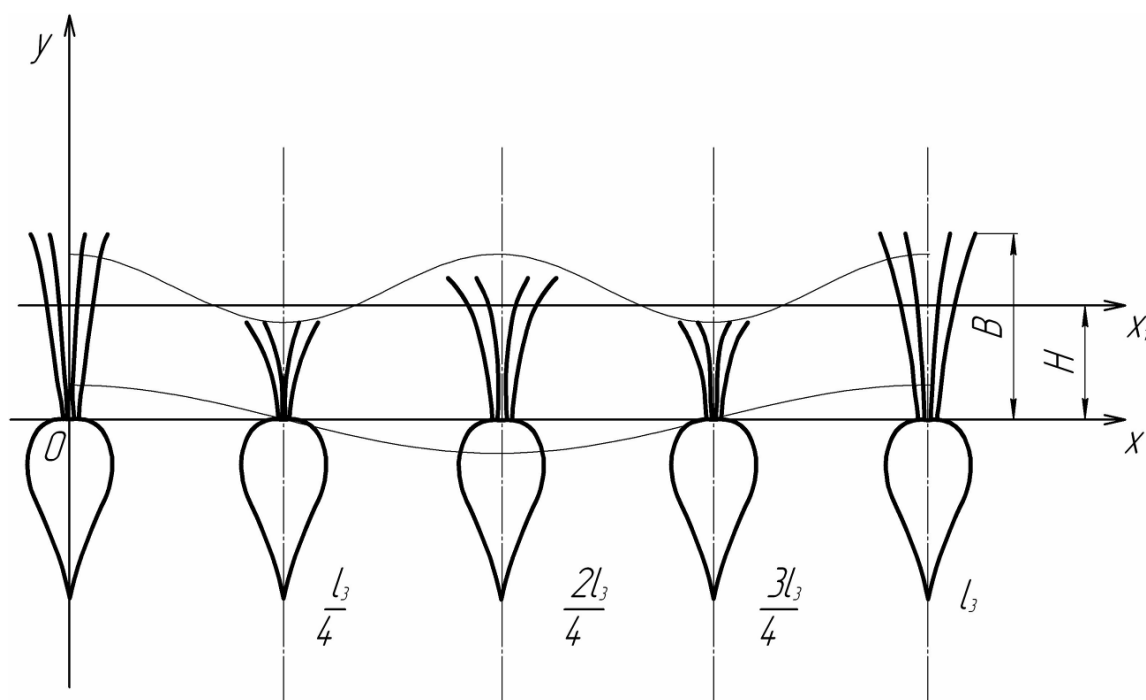


Рисунок 1 – Висота зрізу гички в залежності від розташування коренеплоду з урахуванням нерівностей ґрунту

Крім того, необхідно також врахувати косинусоїду нерівностей ґрунту.

В результаті висота B зрізу гички над поверхнею поля для коренеплоду, що знаходиться на відстані x від точки O , буде дорівнювати:

$$B = y + H + y_1,$$

або, враховуючи вирази (1) і (2), матимемо:

$$B = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x + H + h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} x. \quad (3)$$

Для розміщень коренеплодів, показаних на рис.1, зазначена висота буде дорівнювати:

$$\text{при } x = 0: B = h_0 + H + h_1;$$

$$\text{при } x = \frac{l_3}{4}: B = H - h_1;$$

$$\text{при } x = \frac{l_3}{2}: B = -h_0 + H + h_1;$$

$$\text{при } x = \frac{3l_3}{4}: B = H - h_1;$$

$$\text{при } x = l_3: B = h_0 + H + h_1.$$

Якщо врахувати, що головка коренеплоду знаходиться вище умовної поверхні поля на величину h_K , то висота залишків гички для коренеплоду буде дорівнювати $B - h_K$.

У більш загальному випадку, при зміщенні фаз коливань гичкорізального апарату на деяке число $p \left(0 \leq p \leq \frac{l_3}{2} \right)$, залежність (3) набуде вигляду:

$$B = h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x + H + h_1 \cos \left(\frac{4\pi}{l_3} x - p \right). \quad (4)$$

Розглянемо далі другий випадок (рис. 2).

Оскільки головки коренеплодів розташовані на косинусоїді нерівностей ґрунту, то висота незрізаної гички для коренеплоду, що знаходиться на відстані x від точки O , буде дорівнювати:

$$B = H + h_1 \cos \frac{4\pi}{l_3} x - h_0 \cos \frac{2\pi}{l_3} x. \quad (5)$$

Наприклад, для розміщень коренеплоду, показаних на рис.2, матимемо:

$$\text{при } x = 0: B = H + h_1 - h_0;$$

$$\text{при } x = \frac{l_3}{4}: B = H - h_1;$$

$$\text{при } x = \frac{l_3}{2}: B = H + h_1 + h_0;$$

$$\text{при } x = \frac{3l_3}{4}: B = H - h_1;$$

$$\text{при } x = l_3: B = H + h_1 - h_0.$$

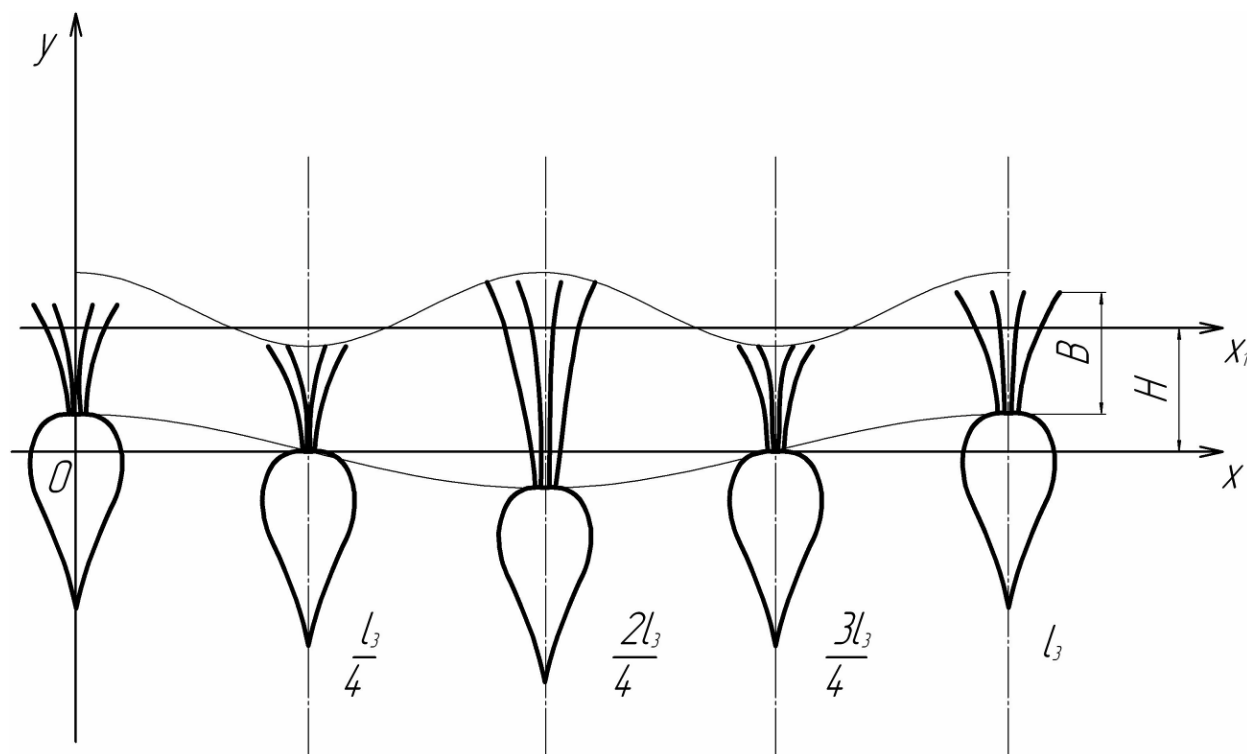


Рисунок 2 – Висота зрізу гички в залежності від розташування коренеплоду на осі Ox за умови, що головки коренеплодів розташовані на косинусоїді нерівностей ґрунту

При зміщенні фаз коливань гичкорізального апарату вираз (5) набуде вигляду:

$$B = H + h_1 \cos\left(\frac{4\pi}{l_3}x - p\right) - h_0 \cos\frac{2\pi}{l_3}x. \quad (6)$$

Визначимо далі мінімальну висоту розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з метою забезпечення нормального зрізу головок коренеплодів. З врахуванням агротехнічних вимог необхідно, щоб висота B зрізу гички над поверхнею ґрунту задовольняла наступним умовам:

$$h_k + 2 \geq B \geq h_k - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (7)$$

де h_k – висота розміщення коренеплоду над рівнем ґрунту;

Δ_T – товщина зони сплячих вічок;

Δ_K – товщина зони коронки коренеплоду.

Розміщення коренеплоду у ґрунті та зазначені параметри показані на рис. 3.

Оскільки низький зріз небажаний через надмірну втрату цукру, то приймемо крайню умову нормального зрізу:

$$B = h_k - (\Delta_T + \Delta_K). \quad (8)$$

Якщо косинусоїда коливань гичкорізального апарату зміщена відносно косинусоїди зазначених коливань, показаної на рис.1, вліво або вправо на величину $\frac{l_3}{4}$,

то найнижчий зріз коренеплоду відбудеться у точці $x = \frac{l_3}{2}$, який буде дорівнювати:

$$B = H - h_1 + h_0. \quad (9)$$

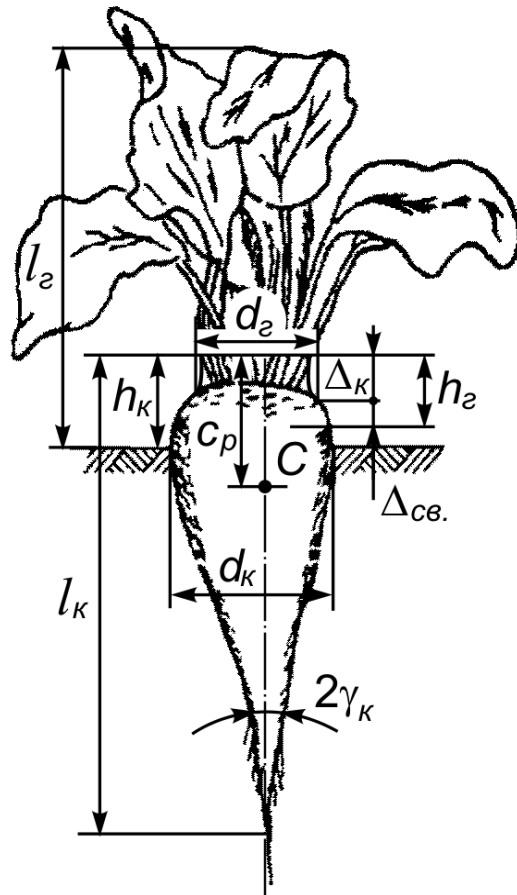


Рисунок 3 – Основні параметри коренеплоду цукрового буряку

Це взагалі найнижчий зріз, який може мати місце при даних косинусоїдах (1) і (2).

Підставляючи вираз (9) у вираз (8), отримаємо:

$$H - h_1 - h_0 = h_k - (\Delta_T + \Delta_K),$$

звідки визначаємо допустиме розміщення гичкорізального апарату над рівнем ґрунту з умов нормального зрізу:

$$H = h_0 + h_1 + h_k - (\Delta_T + \Delta_K). \quad (10)$$

При отриманому значенні H ні один з коренеплодів не зазнає низького зрізу, проте значна частина коренеплодів може зазнати високого зрізу. Очевидно, що зменшення високого зрізу можна досягти за рахунок зменшення величини H . Однак, при цьому з'являться коренеплоди з низьким зрізом. Якщо, наприклад, величину H зменшити на величину h_0 , тобто якщо

$$H = h_1 + h_k - (\Delta_T + \Delta_K), \quad (11)$$

то деякі коренеплоди матимуть найнижчий зріз, що визначається виразом (9).

Це саме ті коренеплоди, при обрізанні яких гичкорізальний апарат буде знаходитись, за рахунок нерівностей ґрунту і коливань самого гичкорізального апарату, у найнижчому положенні. Очевидно, що таких випадків буде небагато, а отже і коренеплодів з низьким зрізом буде небагато. Тому для проведення розрахунків втрат гички прийемо висоту установки різального апарату, що визначається з виразу (11). Звичайно, якщо взяти значення H менше (11), то число коренеплодів з низьким зрізом значно зросте.

Згідно [3] прийемо $h_k = 1,8 \dots 5,0$ (см); $\Delta_T = 0,8 \dots 2,14$ (см); $\Delta_K = 1,32 \dots 1,62$ (см).

Підставляючи найменші, середні та найбільші значення даних величин у вираз (11), отримаємо $H = 3,68$ см, $H = 4,46$ см і $H = 5,24$ см відповідно.

Отже, при проведенні чисельних розрахунків на ПЕОМ необхідно задавати значення H , що задовольняє умові:

$$H \geq 3,68 \text{ см.}$$

Переходимо далі до розрахунку втрат гички при її зрізанні гичкорізальним апаратом. Будемо вважати, що на одному погонному метрі рядка розташовано 6 коренеплодів. Висоту зрізу B_i кожного коренеплоду підраховуємо згідно виразу (4), підставляючи значення його координати x_i , причому $x_{i+1} = x_i + \Delta$,

де Δ – відстань між сусідніми коренеплодами цукрового буряку, $x_i = 0$, $\Delta = 20$ см, $i = 1, 2, 3, \dots, 6$.

Даний розрахунок приводимо для кожного з наступних значень зсуву фаз косинусоїди коливань гичкорізального апарату:

$$P_1 = 0; P_{k+1} = P_k + 0,05 l_3; l_3 = 50 \text{ см}; k = 1, 2, \dots, 11.$$

Далі, вважаючи форму зрізаного пучка гички зрізаним конусом, для кожного коренеплоду знаходимо об'єм гички, що залишилась після зрізання:

$$V_i = \frac{1}{3} \pi (B_i - h_k) [r_{\Gamma 1}^2 + r_{\Gamma 1} \cdot r_{\Gamma 2} + r_{\Gamma 2}^2], \quad (i = 1, 2, \dots, 6),$$

де $r_{\Gamma 1}$ – радіус нижньої основи конуса зрізаного пучка гички;

$r_{\Gamma 2}$ – радіус верхньої основи конуса зрізаного пучка гички.

Тоді маса залишків гички для кожного коренеплоду буде дорівнювати:

$$m_i = \gamma V_i, \quad (i = 1, 2, \dots, 6),$$

де γ – середня щільність зрізаного пучка гички.

Загальна маса незрізаної гички на одному погонному метрі буде дорівнювати:

$$m_{\text{заг}} = \sum_{i=1}^6 m_i.$$

Після цього визначаємо, скільки відсотків гички залишається на одному погонному метрі після зрізання гичкозбиральною машиною:

$$q = \frac{m_{\text{заг}}}{6 Q_{\Gamma}} \cdot 100\%,$$

де Q_{Γ} – маса пучка гички, що знаходиться на коренеплоді до зрізання.

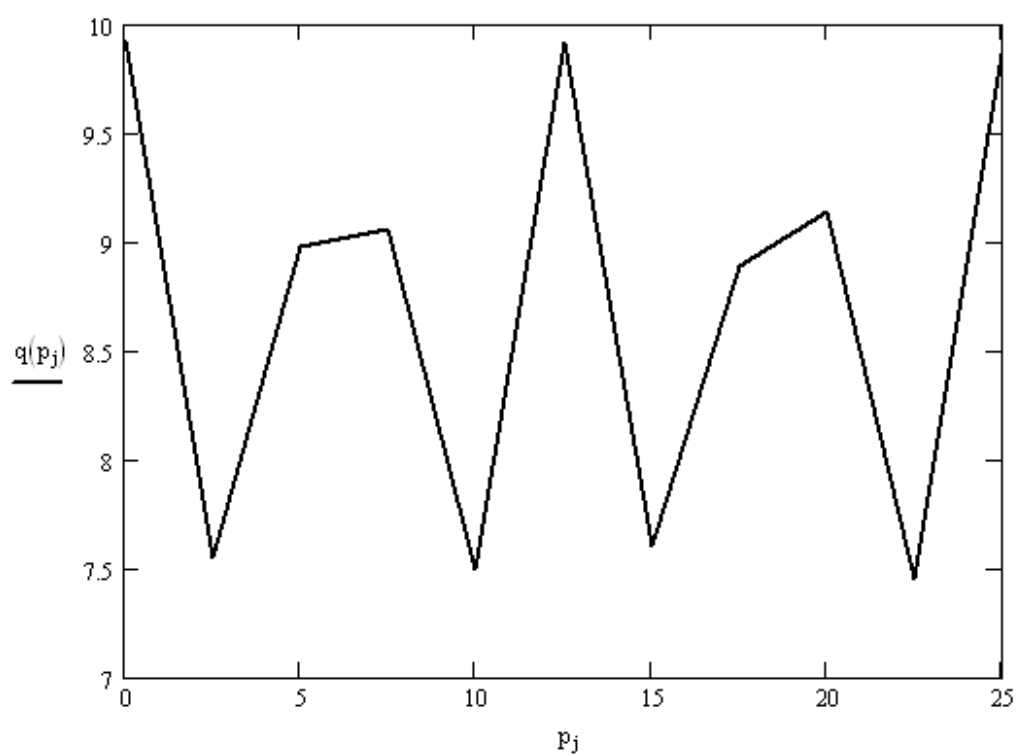
Даний розрахунок проводимо для кожного з вище зазначених зсувів фаз.

Дані для розрахунку приймаємо згідно [3]:

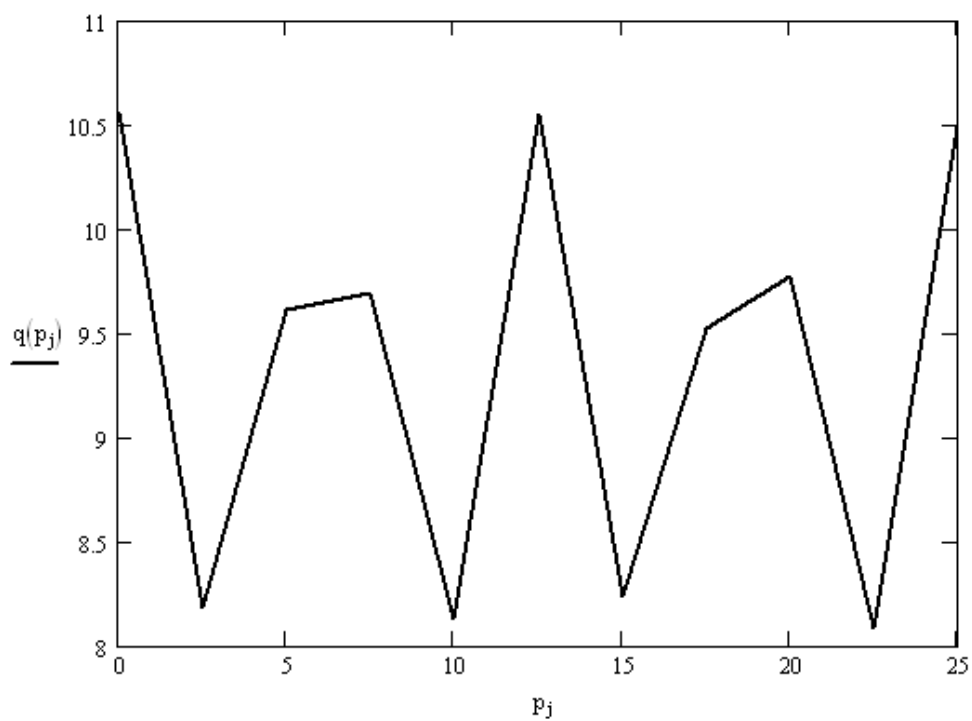
$$r_{\Gamma 1} = 3 \text{ см}, \quad r_{\Gamma 2} = 6 \text{ см}, \quad \gamma = 0,15 \text{ г/см}^3, \quad Q_{\Gamma} = 500 \text{ г}.$$

На підставі проведених розрахунків на ПЕОМ отримані графіки залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату, які представлені на наступних рис. 4.

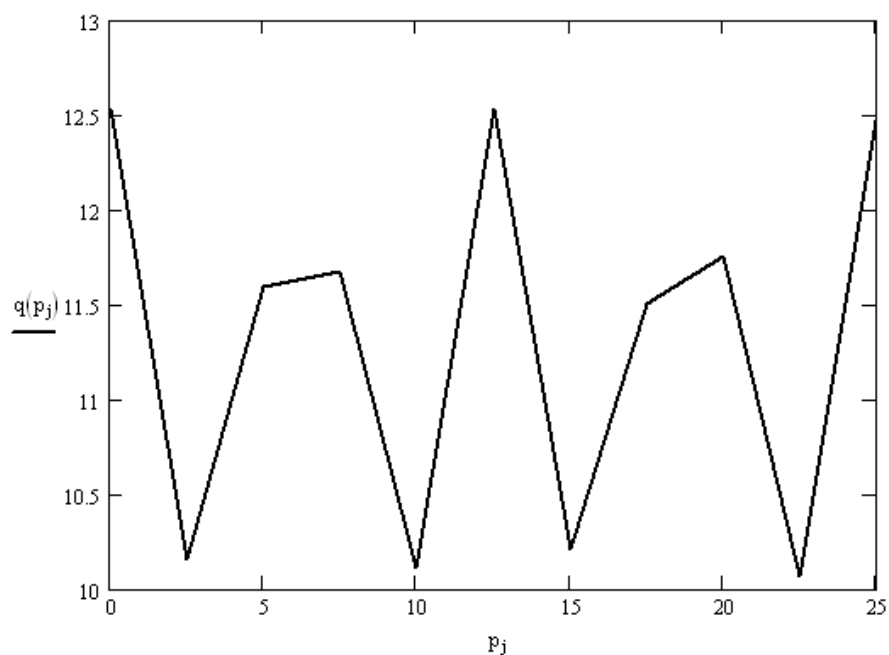
H=3.68



H=4



H=5



H=7

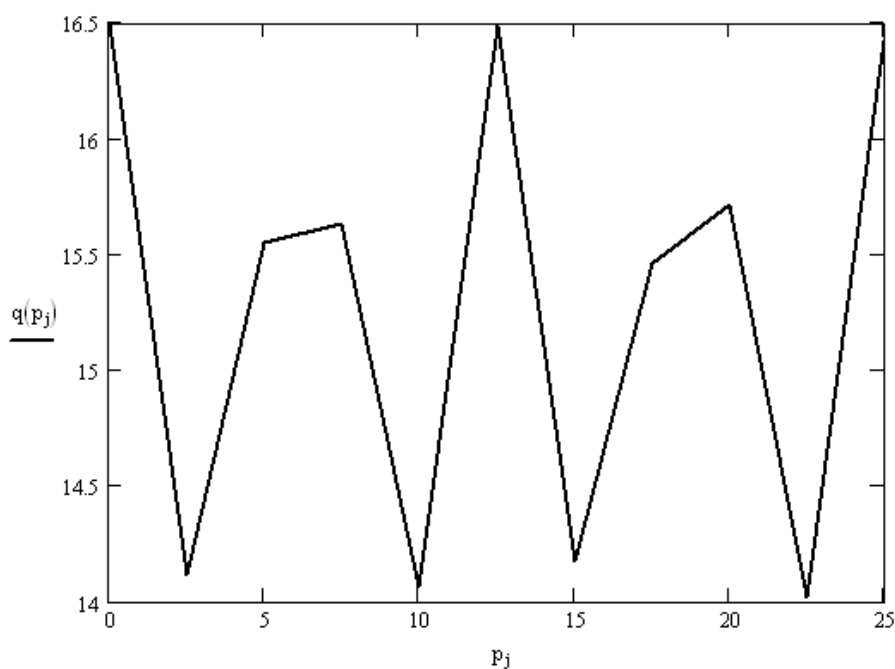


Рисунок 4 – Залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату

Висновки:

1. Розроблена методика аналітичного визначення втрат гички з врахуванням коливань гичкорізального апарату і нерівностей ґрунту при збиранні гички цукрових буряків гичкозбиральною машиною.
2. Аналітично визначене мінімальне значення висоти розміщення гичкорізального апарату над поверхнею ґрунту з врахуванням агротехнічних вимог до збирання гички і забезпечення нормального зрізу головок коренеплоду.
3. Проведено розрахунок на ПЕОМ і отримано графік залежності втрат гички від значення зсуву фаз коливань гичкорізального апарату, що дає можливість визначити отримане значення зсуву фаз, при якому втрати гички будуть мінімальними.

Список літератури

1. Зуев Н.М. Методика исследования качества работы свеклоуборочных машин. – К.: ВНИС. – 72 с.
2. Сипливец О.О. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гичкозбиральної машини: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Національний аграрний університет. – К., 2005. – 20 с.
3. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 231 с.
4. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
5. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.

И.Головач, В.Присяжний

Потери ботвы сахарной свеклы роторным ботворежущим аппаратом

Аналитически исследованы потери ботвы сахарной свеклы при колебаниях роторного ботвоуборочного аппарата в продольно-вертикальной плоскости, который осуществляет сплошной срез зеленой массы свекловичного поля.

I.Holovach, V. Prysyzhnyi

Analytical definition of losses of a tops of vegetable at device fluctuations which cuts off a tops of vegetable of a sugar beet

Are analytically investigated the losses of the vegetable tops of sugar beet with the fluctuations of the rotary apparatus in the longitudinal- vertical plane, which accomplishes continuous shear of the foliage of beet-root field.

Одержано 12.10.12

УДК 631.365

Б.І. Котов, д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Р.А. Калініченко, канд. техн. наук

ВП університет біоресурсів і природокористування України «Ніжинський агротехнічний інститут»

М.І. Ліпунов, ст. наук. співр.

Національний науковий центр «ІМЕСГ»

Аналітичне визначення динамічних тепловологісних режимів зерносушарок безперервної дії

Отримано аналітичні залежності для визначення параметрів процесу сушіння на виході зерносушарки.

математична модель, системи автоматичного керування, сушіння зерна

Сутність проблеми. Процеси термообробки зерна і насіння (попереднє нагрівання, сушіння, охолодження) в поточних лініях післязбиральної обробки супроводжується значними затратами енергії, які суттєво збільшують собівартість продукції.

Список літератури

1. Зуев Н.М. Методика исследования качества работы свеклоуборочных машин. – К.: ВНИС. – 72 с.
2. Сипливец О.О. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гичкозбиральної машини: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.05.11 / Національний аграрний університет. – К., 2005. – 20 с.
3. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 231 с.
4. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику. К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 252 с.
5. Булгаков В.М. Теорія бурякозбиральних машин. Монографія. – Київ: Видавничий центр НАУ, 2005. – 245 с.

И.Головач, В.Присяжний

Потери ботвы сахарной свеклы роторным ботворежущим аппаратом

Аналитически исследованы потери ботвы сахарной свеклы при колебаниях роторного ботвоуборочного аппарата в продольно-вертикальной плоскости, который осуществляет сплошной срез зеленой массы свекловичного поля.

I.Holovach, V. Prysyzhnyi

Analytical definition of losses of a tops of vegetable at device fluctuations which cuts off a tops of vegetable of a sugar beet

Are analytically investigated the losses of the vegetable tops of sugar beet with the fluctuations of the rotary apparatus in the longitudinal- vertical plane, which accomplishes continuous shear of the foliage of beet-root field.

Одержано 12.10.12

УДК 631.365

Б.І. Котов, д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Р.А. Калініченко, канд. техн. наук

ВП університет біоресурсів і природокористування України «Ніжинський агротехнічний інститут»

М.І. Ліпунов, ст. наук. співр.

Національний науковий центр «ІМЕСГ»

Аналитичне визначення динамічних тепловологісних режимів зерносушарок безперервної дії

Отримано аналітичні залежності для визначення параметрів процесу сушіння на виході зерносушарки.

математична модель, системи автоматичного керування, сушіння зерна

Сутність проблеми. Процеси термообробки зерна і насіння (попереднє нагрівання, сушіння, охолодження) в поточних лініях післязбиральної обробки супроводжується значними затратами енергії, які суттєво збільшують собівартість продукції.

Одним із перспективних напрямків ефективного використання паливно-енергетичних ресурсів без значних капіталовкладень є проведення процесів термообробки в оптимальних енергозберігаючих режимах. Однак практична реалізація цих режимів стримується такою обставиною, як недосконалість системи керування процесом, що обумовлено відсутністю простої, але адекватної формалізації тепломасообмінних процесів в поточних установках безперервної дії.

Велике різноманіття технологічних схем і конструкцій апаратів з конвективним підведенням теплоти до матеріалу спонукає застосовувати різні математичні моделі в залежності від цілі їх застосування. При цьому кожний апарат описано певною математичною моделлю, що обмежує загальний аналіз процесів і виявлення напрямків вдосконалення апаратурного оформлення процесів і систем керування ними.

Необхідність інтенсифікації, оптимізації і автоматизації технологічних процесів обумовлюють подальше вдосконалення фізично обґрунтованих математичних моделей.

Аналіз публікацій та досліджень. Існуючі методи аналізу процесів термообробки дисперсних матеріалів ґрунтуються на попередній інформації про механізми кінетики сушіння, нагріву, охолодження окремих частинок яка отримується із модельних уявлень або з дослідних даних [1, 2]. В більшості наукових праць [1–3] приймається, що градієнти вологовмісту і температури незначні (із-за малих розмірів частинок) і лімітуючими факторами стадій процесу є тільки зовнішній тепло- і масообмін.

Вважається [4], що при такому припущенні камеру термообробки вологого матеріалу можна розглядати як проточний рекуператор, в якому поверхня тепло- і масообміну є сумарна поверхня дисперсного матеріалу, що знаходиться в апараті. Базуючись на результатах експериментів, обґрунтовано [5–6] припущення, що при нагрівання зерна вологовміст поверхні вищий від гігроскопічного і за вихідну фізичну модель прийнято процес випаровування з вільної поверхні, рухомою силою якого є різниця пружності водяної пари на поверхні зерна і в повітрі, або ж різниця концентрацій водяної пари [2].

Для моделювання тепло- і масообміну в рухомому шарі зерна найчастіше використовують спрощений механізм процесів, які можна описати узагальненою системою рівнянь [2–3]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial \tau} + 3600 \frac{\partial U}{\partial x} v_z &= -\beta_v m \frac{76}{\rho_z \varepsilon b} (P_n - P_T); \\ \frac{\partial t}{\partial \tau} \pm 3600 v_T \frac{\partial t}{\partial x} &= -\alpha_v \frac{\rho_z}{\rho_T \delta C_T} (t - \theta); \\ \frac{C_z \rho_z}{\rho_T \delta C_T} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \tau} + 3600 v_z \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\rho_z r}{100 \rho_T C_T \delta} \left(\frac{\partial U}{\partial \tau} + 3600 v_z \frac{\partial U}{\partial x} \right) &= -\frac{\alpha_v \rho_z}{\rho_T C_T \delta} (t - \theta); \\ \frac{\partial d}{\partial \tau} \pm 3600 v_T \frac{\partial d}{\partial x} &= -\frac{10 \rho_z}{\rho_T \delta} \left(\frac{\partial U}{\partial t} + 3600 v_z \frac{\partial U}{\partial \tau} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

В рівняння (1) і в подальших випадках використані такі умовні позначення: U , d – вологовміст зерна і газового теплоносія; θ , t – температура зерна і теплоносія; α_v , β_v – коефіцієнти теплообміну і вологообміну; v_z , v_T – швидкість зерна і теплоносія; ε – відношення об'єму зерна до поверхні і порозність шару; ρ_z , ρ_T – густина зерна і теплоносія; P_z , P_T – пружність водяної пари зерна і теплоносія; C_z , C_T – питома теплоємність зерна і теплоносія; r – питома теплота пароутворення.

Аналітичний розв'язок такої системи отримати неможливо, тому для опису динаміки змінення параметрів процесу рішення (1) представляють у вигляді передаточних функцій для різних каналів [1]. Але оскільки вони трансцендентні, необхідно знаходити досить точні наближення, що ускладнює подальший аналіз і розрахунки параметрів систем автоматичного керування (САК).

Мета роботи полягає у встановленні основних закономірностей змінення вологості і температури зерна і сушильного агента в процесі сушіння, які можна буде використовувати для синтезу систем керування зерносушарками неперервної дії.

Результати досліджень. Оскільки математична модель створюється для розробки і синтезу САК процесом сушіння то практичний інтерес являє динаміка зміни параметрів матеріалу (зерна) і сушильного агента на виході із сушильної камери.

Визначення динамічних характеристик вихідних параметрів можна спростити якщо з системи рівнянь (1) виключити похідні по координаті (x), замінивши їх кінцевими величинами параметрів; тобто $\frac{dx}{dh} \approx \frac{\Delta X}{\Delta H} \approx \frac{x_2 - x_1}{H}$, де H – висота сушильної камери, тоді систему (1) можна представити так:

$$m_T C_T \frac{dt}{d\tau} = Q_{T1} - Q_{T-np} - Q_{T2} - Q_{o.c.}, \quad (2)$$

$$m_z C_z \frac{d\theta}{d\tau} = Q_{z1} - Q_{T-np} - Q_{sun} - Q_{z2}, \quad (3)$$

$$m_z \frac{dU}{d\tau} = W_{z1} - W_{sun} - W_{z2}, \quad (4)$$

$$m_T \frac{dd}{d\tau} = W_{T1} + W_{sun} - W_{T2}, \quad (5)$$

де Q_{T1} , Q_{T2} – кількість теплоти, що відповідно вноситься і виноситься теплоносієм із сушильної камери в одиницю часу;

Q_{z1} , Q_{z2} – кількість теплоти що відповідно вноситься і виноситься зерном із сушильної камери в одиницю часу;

Q_{T-np} – кількість теплоти, що передається конвенцією від теплоносія до продукту;

Q_{sun} – кількість теплоти, що витрачається на випаровування води, і передається в оточуюче середовище;

W_{z1} , W_{T1} – кількість води, що вноситься в сушильну камеру відповідно зерном і теплоносієм в одиницю часу;

W_{z2} , W_{T2} – кількість води, що виноситься із сушильної камери зерном і теплоносієм в одиницю часу;

W_{sun} – кількість води, що випаровується із зерна за одиницю часу.

Окрім складові в рівняннях (2–4) визначаються очевидними співвідношеннями і рівняннями теплообміну і масообміну:

$$\begin{aligned} Q_{T1} &= G_T C_T t_1; \quad Q_{T2} = G_T C_T t_2; \quad Q_{z1} = G_z C_z t_1; \quad Q_{z2} = G_z C_z t_2; \\ Q_{T-np} &= \alpha f (\bar{t} - \bar{\theta}); \quad Q_{sun} = G_0 r \frac{dU}{d\tau}; \quad \frac{dU}{d\tau} G_z = f \beta (P_s(\theta) - P_T(d)); \\ W_{z1} &= G_z U_1; \quad W_{z2} = G_z U_2; \quad W_{T1} = G_T d_1; \quad W_{T2} = G_T d_2; \\ \bar{t} &= 0,5t_1 + 0,5t_2; \quad \bar{\theta} = 0,5\theta_1 + 0,5\theta_2. \end{aligned} \quad (6)$$

Математичну модель апарата для термообробки зерна в рухомому шарі знайдемо у вигляді рівнянь динаміки змінень параметрів теплоносія і зерна на виході камери, підставляючи значення (6) в (2–5). Оскільки всі процеси термообробки супроводжуються видаленням вологи, то отримана математична модель може бути використана для опису динаміки видалення вологи в сушарці безперервної дії.

Стосовно процесу конвективного сушіння зерна в рухомому шарі математична модель сформульована так:

$$m_T C_T \frac{dt_2}{d\tau} = G_T C_T (t_1 - t_2) - \alpha f (\bar{t} - \bar{\theta}) ; \quad (7)$$

$$m_z C_z \frac{d\theta_2}{d\tau} = G_z C_z (\theta_1 - \theta_2) + \alpha f (\bar{t} - \bar{\theta}) - r G_0 \frac{dU_2}{d\tau} ; \quad (8)$$

$$m_z \frac{dU_2}{d\tau} = G_z (U_1 - U_2) - \beta f (P_s(\theta) - P_T(d)) ; \quad (9)$$

$$m_T \frac{dd_2}{d\tau} = G_T (d_1 - d_2) + \beta f (P_s(\theta) - P_T(d)) . \quad (10)$$

Для замикання системи рівнянь (7–10) використовуємо лінійну апроксимацію залежностей:

$$P_s(\theta) = a\bar{\theta} - C , \quad P_T(d) = b\bar{d} . \quad (11)$$

Використовуючи критерій Ребіндера $Rb = \frac{C_z}{r} \frac{d\bar{\theta}}{d\bar{U}}$ зробимо заміну:

$$\frac{dU_2}{d\tau} = \frac{C_z}{r R b} \frac{d\theta}{d\tau} . \quad (12)$$

З урахуванням критерію Ребіндера і середніх значень $\bar{t}$ і $\bar{\theta}$ представимо рівняння (7–8) у вигляді:

$$T_1 \frac{d\theta_2}{d\tau} + a_1 \theta_2 - b_1 = t_2 , \quad (13)$$

$$T_2 \frac{dt_2}{d\tau} + a_2 t_2 - b_2 = \theta_2 , \quad (14)$$

В рівняннях (13–14) позначено:

$$T_1 = \frac{m_z C_z}{\alpha f} (1 - Rb^{-1}) ; \quad a_1 = \frac{2G_z C_z}{\alpha f} + 1 ; \quad b_1 = t_1 + \left(\frac{2C_z G_z}{\alpha f} - 1 \right) \theta_1 ,$$

$$T_2 = \frac{m_T C_T}{\alpha f} ; \quad a_2 = \frac{2G_T C_T}{\alpha f} + 1 ; \quad b_2 = \theta_1 + \left(\frac{2G_T C_T}{\alpha f} - 1 \right) t_1 .$$

Розв'язок системи (13–14) відносно $\theta_2(t)$ і $t_2(\tau)$ при початкових умовах: $\tau = 0$; $\theta_2 = \theta_{20}$; $\frac{d\theta_2}{d\tau} = 0$; $t_2 = t_{20}$; $\frac{dt_2}{d\tau} = 0$ отримаємо у вигляді:

$$\theta_2(\tau) = \frac{\theta_{20}C - D_1}{C(r_1 - r_2)} (r_1 e^{r_2\tau} - r_2 e^{r_1\tau}) + \frac{D_1}{C}, \quad (15)$$

$$t_2(\tau) = \frac{t_{20}C - D_2}{C(r_1 - r_2)} (r_1 e^{r_2\tau} - r_2 e^{r_1\tau}) + \frac{D_2}{C}, \quad (16)$$

$$r_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}; \quad C = a_1 a_2 - 1; \quad D_1 = b_2 + a_2 b_1; \quad D_2 = b_1 + a_1 b_2; \quad A = T_1 T_2;$$

$$B = a_1 T_2 + a_2 T_1.$$

Підставляючи в рівняння (9) значення $P_s(\bar{\theta})$ та $P_T(d)$ із (11) і значення d_2 з рівняння матеріального балансу:

$$d_2 = \frac{G_0 \cdot 10^3}{G_T} (U_1 - U_2) + d_1, \quad (17)$$

після перетворення будемо мати:

$$m \frac{dU_2}{d\tau} + NU_2 = M + k_1 e^{r_1\tau} - k_2 e^{r_2\tau}, \quad (18)$$

$$\text{де } k_1 = 0,5\beta fa \frac{r_2(\theta_{20} - D_1)}{C(r_1 - r_2)}; \quad k_2 = 0,5\beta fa \frac{r_1(\theta_{20} - D_1)}{C(r_1 - r_2)}; \quad N = G_0 \left(1 + \frac{0,5\beta fb}{G_T} \right) \cdot 10^3;$$

$$M = G_0 \cdot 10^3 \left(1 + \frac{0,5\beta fb}{G_T} \right) U_1 + \beta f (bd_1 - 0,5a\theta_1 + c).$$

Розв'язок неоднорідного рівняння (18) визначили при початкових умовах $\tau = 0; U_2 = U_{20}$:

$$U_2(\tau) = C_1 e^{-k\tau} + \frac{M}{N} + \frac{k_1 e^{r_2\tau}}{mr_1 + N} - \frac{k_2 e^{r_1\tau}}{mr_2 + N}, \quad (19)$$

$$\text{де } C_1 = U_{20} - \frac{M}{N} - \frac{k_1}{mr_1 + N} + \frac{k_2}{mr_2 + N}; \quad k = \frac{N}{m}.$$

Використовуючи залежності (11) і (15) перепишемо рівняння (10) у вигляді:

$$m_T \frac{dd_2}{d\tau} + N_1 d_2 = M_1 + k_2 e^{r_2\tau} - k_1 e^{r_1\tau}. \quad (20)$$

Розв'язок рівняння (20) за початкових умов: $\tau = 0; d_2 = d_{20}$ запишемо у вигляді:

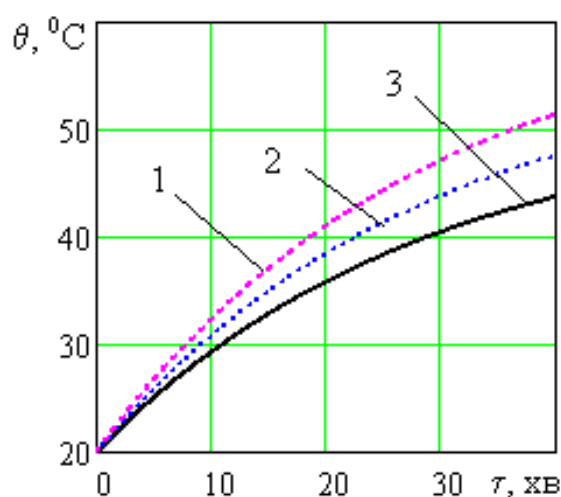
$$d_2 = C_2 e^{-k'\tau} + \frac{M_1}{N_1} + \frac{k_2}{m_T r_2 + N_1} - \frac{k_1}{m_T r_1 + N_1}, \quad (21)$$

$$\text{де } C_2 = d_{20} + \frac{M_1}{N_1} + \frac{k_2}{m_T r_2 + N_1}; \quad M_1 = (G_T - 0,5\beta fb)d_1 + \beta f(0,5a\theta_1 - C);$$

$$N_1 = G_T + 0,5\beta fb; k' = \frac{N_1}{m_T}.$$

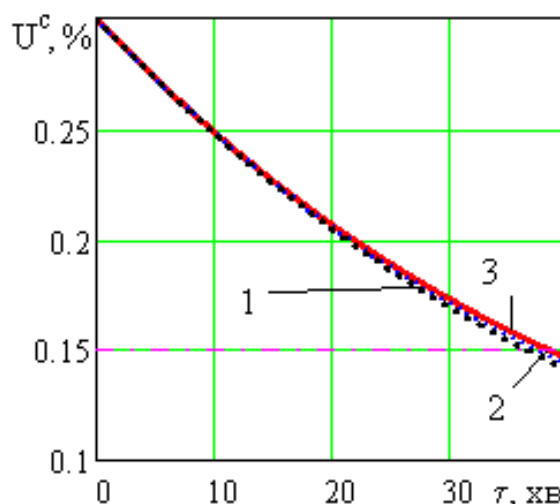
Отримані рівняння (15, 16, 18, 21) описують динаміку змін параметрів зерна і сушильного агента на виході сушарки безперервної дії з урахуванням їх взаємозв'язку.

На рис. 1–4 зображені графічні залежності зміни параметрів зерна і теплоносія на виході із зерносушарки отримані за залежностями (15, 16, 18, 21).



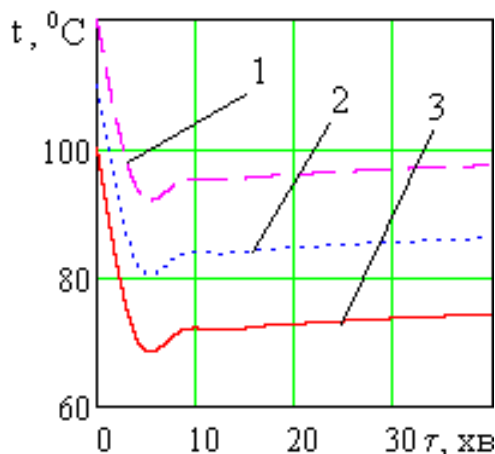
1 – $t_{10}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{10}=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{10}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 1 – Динаміка зміни температури зерна



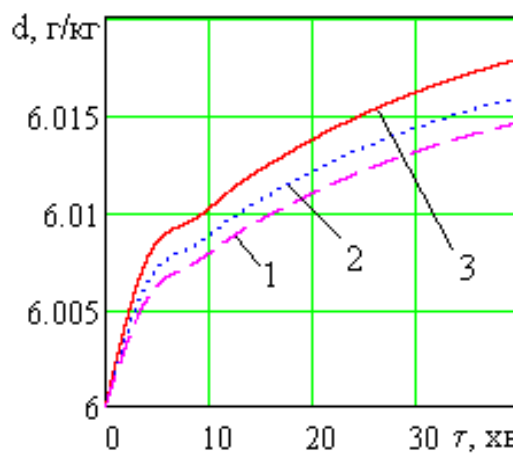
1 – $t_{10}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{10}=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{10}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 2 – Динаміка зміни вологості зерна



1 – $t_{10}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{10}=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{10}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 3 – Динаміка зміни температури теплоносія



1 – $t_{10}=120\text{ }^{\circ}\text{C}$, 2 – $t_{10}=110\text{ }^{\circ}\text{C}$, 3 – $t_{10}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$

Рисунок 4 – Динаміка зміни вологовмісту теплоносія

Висновки. Встановлені основні закономірності зміни вологості і температури зерна і сушильного агента в процесі сушіння, які можна використовувати для синтезу систем керування, що забезпечуватимуть оптимальне управління процесом сушіння зерна.

Список літератури

1. Мартиненко И.И. Автоматизация управления температурно-влажностными режимами сельскохозяйственных объектов / Мартиненко И.И., Гирнык Н.Л., Полищук В.М. – М.: Колос. 1984. – 152 с.
2. Мильман Н.Э. Математическое описание процесса сушки в шахтных зерносушилках / Н.Э. Мильман // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1967. – №9. – С. 31–35
3. Питухин Е.А. Математическая модель управления качеством работы сушильной установки барабанного типа / Е.А. Питухин // Труды Петрозаводского государственного университета серия «Прикладная математика и информатика». – 1997. – Вып. 6. – С. 1–6.
4. Рабинович Г.Д. Расчет теплообменного аппарата типа «газовзвесь» / Г.Д. Рабинович // Тепло- и массообмен в сушильных и термических процессах. – Минск, 1968. – С. 164–185
5. Котов Б.І. Нагрівання зерна в протічній режимі із штучним гальмуванням гравітаційного руху / Котов Б.І., Кіфяк В.В., Лісецький В.О. // Науковий вісник Ніжинського агротехнічного інституту. – 2009, – С. 199–204.
6. Лісецький В.О. Підвищення ефективності сушіння зерна в сушарках періодичної дії: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва”/ В.О. Лісецький; УААН. Нац. наук. центр "Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва". – Глеваха, 2004. – 23 с.

Б. Котов, Р. Калиниченко, М. Липунов

Аналитическое определение динамических тепловлажностных режимов зерносушилок непрерывного действия

Получены аналитические зависимости для определения параметров процесса сушки на выходе зерносушилки

B. Kotov, R. Kalinitchenko, M. Lipunov

Analytical dependences for determining the parameters of the drying process at the output of grain dryers

Analytical dependences to determine the parameters of the drying process at the output of the dryer.

Одержано 10.06.12

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

Аналіз якості автоматизованої системи стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну

В статті розглянутий аналіз якості автоматизованої системи стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну при різних значеннях вагового коефіцієнту, що входить в критерій якості та встановлена залежність показників якості від вагового коефіцієнту.

зернозбиральний комбайн, система стабілізації, потік хлібної маси, адаптована система

Постановка проблеми. Для підвищення ефективності збору урожаю та зменшення втрат зерна необхідно управляти швидкістю руху комбайна з метою підтримання на оптимальному рівні продуктивності роботи комбайна. Для вирішення даної задачі запропоновано застосування комбінованого способу управління за відхиленням вихідного параметру – потоку хлібної маси та за збуренням – поточного значення урожайності. При розробці комбінованої системи стабілізації потоку хлібної маси на вході молотарки зернозбирального комбайну розрахунок регулятора виконувався при різних значеннях вагового коефіцієнту, що входить в критерій якості. Тому необхідно визначити якісні показники роботи системи та залежність даних показників від вагового коефіцієнту.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Аналіз літературних джерел [1-3] показав необхідність розробки автоматизованої системи стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну, яка дасть можливість підвищити продуктивність роботи комбайну, зменшити втрати зерна при зборі урожаю та покращить якість зібраного зерна. Розроблена комбінована система стабілізації потоку хлібної маси [4] на основі методу синтезу оптимальної багатовимірної системи стабілізації руху об'єкта [5] дозволяє вирішити проблеми підвищення якості збору урожаю.

Мета статті. Визначити якісні показники роботи оптимальної комбінованої системи стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну та встановити залежність показників від вагового коефіцієнту, що входить в критерій якості.

Основні матеріали досліджень. Розглянемо структурну схему комбінованої системи стабілізації потоку хлібної маси (рис. 1). При приведенні її до схеми еквівалентної системи стабілізації (рис. 2) були виконані структурні перетворення. В результаті одержані наступні вихідні дані для визначення структури і параметрів регулятора W :

$$P_0 = \begin{bmatrix} (s+1.2)(s+0.206) & -(s+1.2)(s+0.206) \\ 0 & 8.35 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix}; \quad (1)$$

$$M_0 = \begin{bmatrix} 144 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad (2)$$

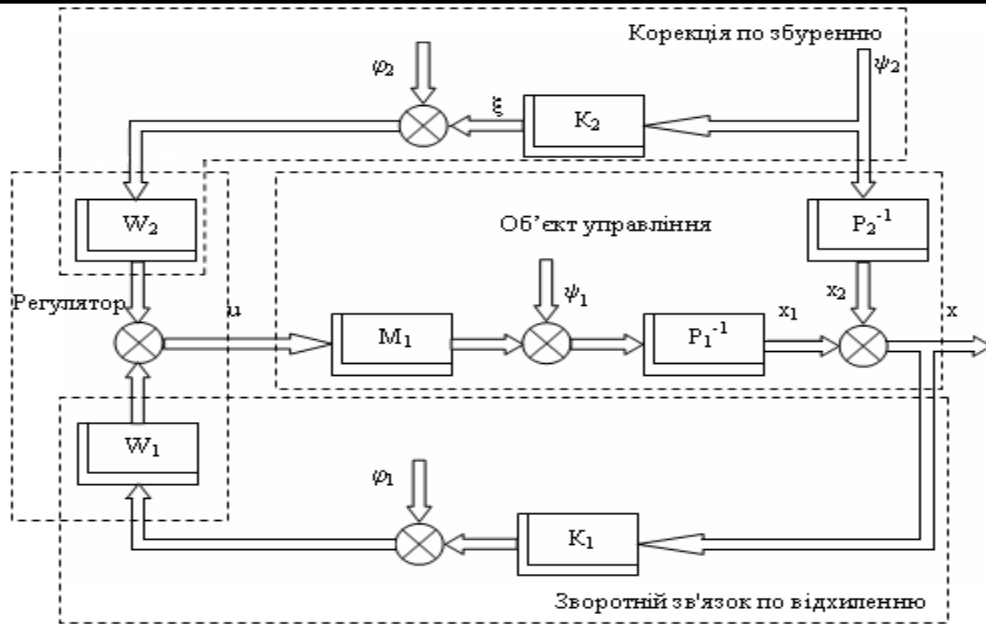


Рисунок 1 - Структурна схема системи стабілізації потоку хлібної маси зі зворотнім зв'язком по відхиленню та корекцією по збуренню

$$K_0 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (3)$$

$$S'_{\psi_0\psi_0} = \frac{\sigma_0^2}{\pi} \begin{bmatrix} \frac{-3.262 \cdot 10^3 s^2}{-34.04 s^2 + 1} & 0 \\ 0 & \frac{0.9975}{-252 s^2 + 1} \end{bmatrix}; \quad (4)$$

$$S'_{\varphi_0\varphi_0} = \frac{\sigma_0^2}{\pi} \begin{bmatrix} 0.25 & 0 \\ 0 & 0.25 \end{bmatrix}. \quad (5)$$

В результаті синтезу системи стабілізації була визначена матриця передаточних функцій регулятора при значенні вагового коефіцієнта $C = 1$

$$W = \left[-\frac{12.3(s+319)(s+3.91)(s+0.2063)}{(s+332)(s+0.4108)(s^2+25s+318)} \right. \\ \left. - \frac{12.33(s+0.2063)(s^2-2.44s+0.993)}{(s+332)(s+0.4108)(s^2+25s+318)} \right]. \quad (6)$$

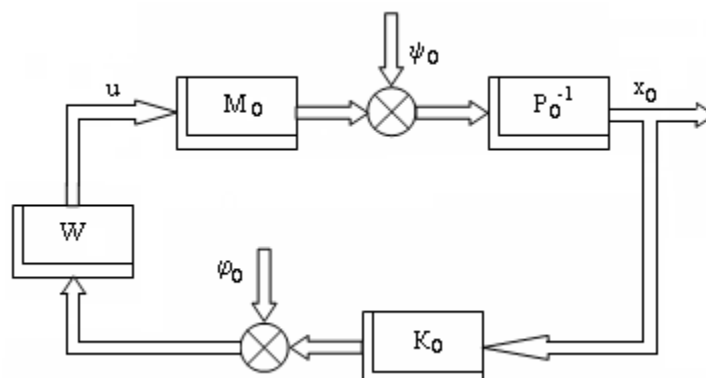


Рисунок 2 - Структурна схема еквівалентної системи стабілізації

Аналогічні розрахунки були проведені для інших значень вагового коефіцієнта в діапазоні $C = 0,01 \dots 100$. В результаті структура регулятора залишалася незмінною

$$W = \left[\frac{-K_1(s + \omega_4)(s + \omega_5)(s + \omega_6)}{(s + \omega_1)(s + \omega_2)(s^2 + 2\zeta_3\omega_3s + \omega_3^2)} \quad \frac{-K_2(s + \omega_6)(s^2 - 2\zeta_7\omega_7s + \omega_7^2)}{(s + \omega_1)(s + \omega_2)(s^2 + 2\zeta_3\omega_3s + \omega_3^2)} \right]. \quad (7)$$

Деякі параметри регулятора залишались незмінними при зміні вагового коефіцієнту $\omega_1 = 331.7; \omega_2 = 0.4108; \zeta_3 = 0.71; \omega_4 = 318.6; \omega_6 = 0.2063$, а значення змінних параметрів представлені в табл.1.

Таблиця 1 – Оптимальні значення змінних параметрів двоканального регулятора

C	K_1 , с/кг	K_2 , м ² /кг	ω_3 , с ⁻¹	ω_5 , с ⁻¹	ω_7 , с ⁻¹	ζ_7
0.01	99.4	125.9	43.7	4.943	0.7331	0.061
0.03	59.54	71.96	34.64	4.75	0.7753	0.1925
0.1	34.28	39.31	27.15	4.5	0.8335	0.5125
0.3	20.92	22.62	22.03	4.236	0.9012	0.8395
1	12.32	12.332	17.824	3.912	0.9965	1.2238
3	7.68	7.08	14.95	3.593	1.1091	1.582
10	4.62	3.849	12.59	3.233	1.2696	1.952
30	2.92	2.2	10.986	2.909	1.4618	2.236
100	1.769	1.192	9.674	2.573	1.737	2.447

В основі прийняття рішення про вибір базового вагового коефіцієнта C_6 лежить виконання аналізу якості оптимальної системи стабілізації на основі розрахунку показника якості

$$e = \frac{1}{j} \int_{-j\infty}^{j\infty} tr(S'_{x0x0}R + S'_{uu}C)ds, \quad (8)$$

де j – комплексна одиниця;

tr – знак операції знаходження сліду матриці;

S_{x0x0} – матриця спектральних щільностей зміни вихідних координат системи розмірності $n \times n$;

“/” – знак транспонування матриці;

R – додатно визначена поліноміальна вагова матриця розмірності $n \times n$;

S_{uu} – матриця спектральних щільностей зміни вектору сигналів керування системи розмірності $m \times m$;

C – невід’ємно визначена поліноміальна вагова матриця розмірності $m \times m$; та дисперсій зміни потоку хлібної маси e_x і кута нахилу

$$e_x = \left\| S'_{x0x0} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix} \right\|_2^2, \quad e_u = \frac{1}{C} \left\| S'_{uu} \right\|_2^2, \quad (9)$$

де $\|\bullet\|_2^2$ – квадрат другої норми матриці спектральних щільностей.

Результати аналізу якості зведені в таблицю 2 та представлені на рис. 3.

Таблиця 2 – Показники якості оптимальної комбінованої системи стабілізації

C	e_u , рад ²	e_x , (кг/с) ²	e
0.01	0,005852	0,00038	0,006232
0.03	0,002648	0,000432	0,00308
0.1	0,001124	0,000516	0,00164
0.3	0,000524	0,000616	0,00114
1	0,000232	0,000772	0,001004
3	0,000112	0,000972	0,001084
10	0,000052	0,001292	0,001348
30	0,0000272	0,001728	0,001756
100	0,0000136	0,002464	0,002476

*кута нахилу шайби блоку гідроциліндрів насосу $V_y - e_u$

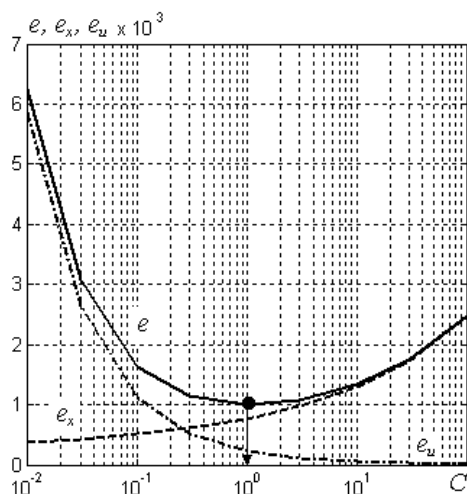


Рисунок 3 – Графіки зміни показників якості роботи оптимальної системи

Висновок. Аналіз графіків на рис. 3 показує, що компроміс між точністю стабілізації та витратами керування на її досягнення спостерігається при значенні вагового коефіцієнту близького до одиниці, оскільки саме при такому C досягається глобальний мінімум критерію e . При цьому середньоквадратичне відхилення потоку хлібної маси становить $\sigma_Q = 0,0278$ кг/с, а середньоквадратичне відхилення кута нахилу шайби блоку циліндрів гідронасосу - $\sigma_\gamma = 0,0152$ рад = $0,87^\circ$.

Список літератури

1. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін. – К.: Вища освіта, 2005. – 464 с.
2. Долгов И.А. Уборочные сельскохозяйственные машины. (Конструкция, теория, расчет): Учебник. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2003. – 707 с.
3. Гельфенбейн С.П. Электроника и автоматика в мобильных сельхозмашинах. / Гельфенбейн С.П., Волчанов В.Л. – М.: Агропромиздат, 1986. – 264 с.
4. Дідик О.К. Синтез оптимальної системи стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну / О.К.Дідик, М.С.Мірошніченко // Сб. наук. праць «Вестник национального технического университета «ХПИ»» Тематич. выпуск «Информатика и моделирование». – 2011. - №36. – С.48-51.
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. Мірошніченко

Анализ качества автоматизированной системы стабилизации потока хлебной массы зерноуборочного комбайна

В статье рассмотрен анализ качества автоматизированной системы стабилизации потока хлебной массы зерноуборочного комбайна при различных значениях весового коэффициента, входящего в критерий качества и установлена зависимость показателей качества от весового коэффициента.

M. Sviren, O. Didyk, M. Miroshnichenko

Quality analysis of the automated system of the panary mass stream of the combine harvester

This article describes the automated analysis of the quality of the stabilization system of grain mass flow combine harvester at different weighting coefficients in the quality system and the dependence of the quality of the weights.

Одержано 18.10.12

УДК 631.354.3

А.Н. Леженкин, доц., д-р техн. наук

Таврический государственный агротехнологический университет

Технология уборки очесанной соломы

В статье приводится технологическая схема уборки очесанной соломы зерновых, дается анализ факторов, влияющих на процесс ее гумификации.

технология, очесанная солома, измельчение, гумификация, уборка

Постановка проблемы. Технология уборки методом очесывания растений на корню заключается в том, что очесывающие рабочие органы воздействуют на колосья (метелки) растений, выделяют из них зерно. При этом, очесанная солома остается в поле. Уборка очесанной соломы может проходить по двум вариантам. Первый вариант [1, 2] заключается в скашивании очесанной соломы и вывозе ее с поля, а второй – в использовании ее в качестве органического удобрения. Однако, до настоящего времени, несмотря на возросший интерес к разработке методов и средств повышения почвенного плодородия за счет эффективного использования растительных остатков, отсутствует единая система обоснования применения для этих целей соломы зерновых культур, которая является источником органического вещества в образовании и обогащении почвы гумусом.

В связи с изложенным возникает проблема разработки научно-обоснованных методов уборки очесанной соломы, обеспечивающих повышение плодородия почвы за счет эффективного ее внесения в почву.

Анализ публикаций. Как известно, для сохранения почвенного плодородия необходимо ежегодно вносить в почву органические удобрения [3]. Исследованиями установлено, что обработка почвы и выращивание сельскохозяйственных культур даже на равнинных участках за 30...50 лет уменьшает содержание гумуса на 25...30% [4].

Однако органические удобрения по различным причинам не вносят в почву, что ведет к ее деградации. Так, например, на Кубани за последние 50 лет содержание гумуса снизилось на 30% [5]. Повысить содержание гумуса в почве можно за счет внесения соломы в почву. Анализ влияния внесения соломы в почву, как удобрения, рассматривается в работе [6]. Математическая модель процесса разложения соломы в почве приведена в [7] в общем виде, структурная схема уборки очесанной соломы дается в работе [8].

Формулирование целей статьи: проанализировать факторы, влияющие на процесс разложения соломы в почве и разработать технологическую схему уборки незерновой части урожая после очеса зерновых культур на корню.

Основная часть. С целью изучения процесса гумификации соломы, а также выявления факторов, влияющих на данный процесс, были проведены экспериментальные исследования на полях учебного полигона Таврической агротехнической академии (пос.Зеленый, Мелитопольского района Запорожской области). Программа экспериментальных исследований включала в себя:

- обоснование доз внесения азотных удобрений;
- обоснование доз внесения фосфорных удобрений;

- изучение процесса разложения соломы на различных типах почв;
- исследование влияния влаги на процесс гумификации соломы;
- определение влияния глубины заделки соломы на ее разложение.

Методика исследования влияния азота на процесс разложения соломы в почве была следующей.

Опыты закладывались при различной длине резки соломы с интервалом 10 см, от $\ell = 10$ см до $\ell = 60$ см с десятикратной повторностью. Исследовались различные дозы внесения азота на 1 тонну соломы. Эксперимент длился в течении 8 месяцев, исходным материалом являлась солома проса.

В качестве критерия использовался коэффициент разложения, численно равный:

$$k_p = \frac{m_c - m_0}{m_c}, \quad (1)$$

где m_c - масса соломы;

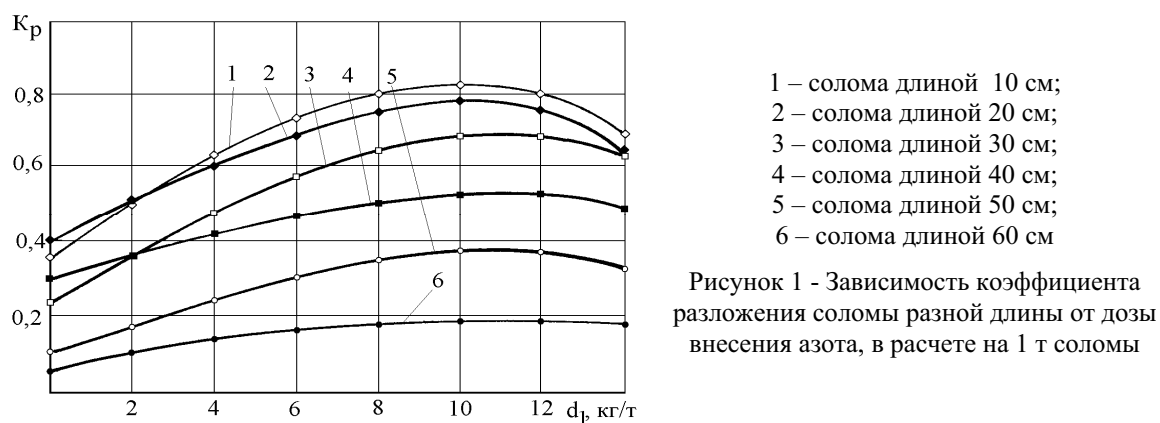
m_0 - масса остатков.

На рис.1 приведена зависимость изменения средних значений коэффициента разложения соломы различной длины от дозы внесения азота.

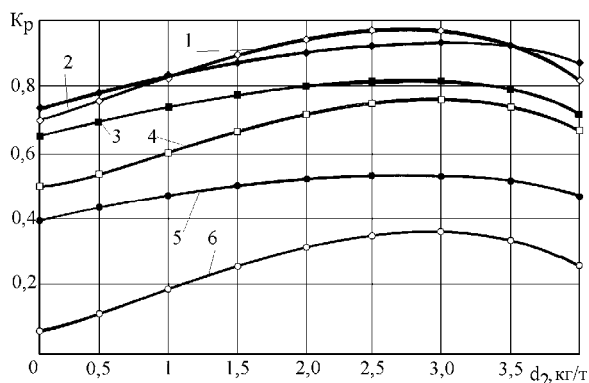
Как видно из рис.1, для наиболее эффективного разложения соломы в почве требуется вносить 9...12 кг азота на 1 т вносимой соломы или в пересчете на аммиачную селитру 27...36 кг селитры на 1 т соломы.

Что касается длины резки соломы, наиболее эффективно разлагается солома длиной 10...20 см. Увеличение длины резки соломы приводит к ухудшению процесса гумификации соломы.

Вторым важным требованием для гумификации соломы является отношение углерода, содержащегося в соломе, к фосфору С/Р. Согласно исследований, приведенных в [6], в соломе зерновых содержится фосфора 0,25%, а углерода 40%, т.е. отношение С/Р составляет (350...400)/1. Таким образом, возникает необходимость дополнительного внесения фосфора. Для обоснования доз внесения фосфора была заложена серия опытов (с одновременным внесением аммиачной селитры и суперфосфата). При закладке опытов доза внесения селитры была постоянной и составляла 35 кг на 1 т соломы.



На рис. 2 приведена зависимость средних значений коэффициента разложения от дозы внесения фосфора. Методика закладки опытов была аналогичной предыдущей серии опытов.



1 – солома довжиною 10 см;
 2 – солома довжиною 20 см;
 3 – солома довжиною 30 см;
 4 – солома довжиною 40 см;
 5 – солома довжиною 50 см;
 6 – солома довжиною 60 см

Рисунок 2 - Залежність коефіцієнта розкладання соломи різної довжини від дози внесення суперфосфата на 1 т соломи

Аналізуючи результати експерименту слід відзначити, що найбільш раціональним вважається внесення 2,5...3,5 кг фосфору в розрахунок на 1 т соломи. Ця серія досліджень ще раз підтвердила, що найбільш прийнятною довжиною подрібнення соломи вважається 10...20 см.

При подрібненні соломи до довжини 10...20 см, а також внесення 35...40 кг амміачної селітри і 2,5...3,5 кг фосфору на 1 т соломи можна отримати коефіцієнт розкладання 0,93...0,97 (рис. 2), тобто практично повного розкладання соломи (рис. 3).



Рисунок 3 - Рештки нерозкладеної соломи після одночасного внесення суперфосфата та амміачної селітри

Вміст біологічно активних речовин в поживних рештках (наприклад, фенолу або кінону) може впливати на мікробіологічні процеси перетворення речовин при розмноженні. Їх вплив може виражатися в тимчасовому уповільненні процесів розкладання, яке за нормальних умов існування може, однак, дуже швидко ліквідуватися внаслідок вимивання або бактеріального перетворення уповільнювальних речовин.

Для перевірки ступеня впливу типу ґрунту на процес розкладання соломи була проведена серія досліджень на різних типах ґрунтів. Досліджувався процес гуміфікації на важких глинистих, кислих, пісчастих і суглинчастих ґрунтах. Результати експерименту наведені в табл.1.

Таблица 1 - Статистические характеристики процесса разложения соломы в различных типах почв

Тип почвы	Коэффициент разложения		
	$\bar{k}$	σ	$V, \%$
Тяжелая глинистая	0,26	0,03	11,5
Кислая	0,12	0,015	12,5
Песчаная	0,88	0,10	12
Суглинистая	0,95	0,095	10

Как видно из данных табл.1 на тяжелых глинистых почвах солома разлагается плохо, среднее значение коэффициента разложения составлял 0,26 (т.е. за восемь месяцев разложилась только четвертая часть).

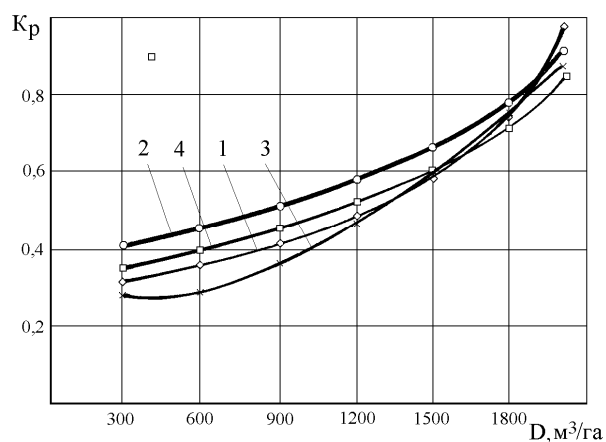
Еще хуже дело состоит на кислых почвах. На кислых почвах солома почти не разлагается, средние значения коэффициента разложения равно 0,12.

Очень хорошо происходит разложение соломы на легких почвах. Так, например, на песчаных почвах коэффициент разложения составляет 0,88, а на суглинистых почвах даже 0,95. Из приведенных данных следует сделать такой вывод, заделка соломы в почву в виде удобрения наиболее эффективна на песчаных и суглинистых почвах. На кислых почвах, согласно рекомендаций [6], следует увеличивать дозы азотных удобрений, при этом отношение C/N должно составлять 12/1.

Доминирующим фактором в разложении соломы является влияние погодных факторов, а в частности - наличие влаги. Для исследования влияния влаги на процесс разложения соломы была заложена серия опытов, в которых влажность почвы искусственно создавалась.

Методика проведения опытов была следующей. В ящики с суглинистой почвой закладывалась соломенная сечка длиной 0,2 м с добавлением селитры из расчета 35 кг и суперфосфата 17 кг на 1 т соломы (при этом доза внесения соломы варьировалась в диапазоне 3...6 т/га). Через каждые пять дней почва в ящиках увлажнялась. Суммарная норма полива на протяжении всего опыта составляла 300...2000 м³/га. Эксперимент длился в течении 8 месяцев.

На рис. 4 приведен график зависимости коэффициента разложения соломы от нормы полива.

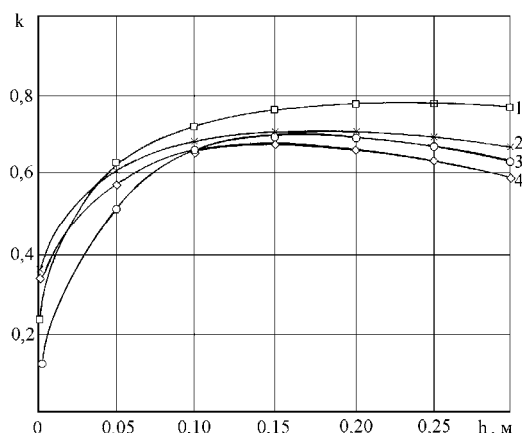


1 – доза внесения соломы 3 т/га;
2 – доза внесения соломы 4 т/га;
3 – доза внесения соломы 5 т/га;
4 – доза внесения соломы 6 т/га.
Рисунок 4 - Влияние влаги на коэффициент разложения соломы

Как видно из рис. 4, что при любых дозах внесения соломы от 3 т/га до 6 т/га, основным фактором является наличие влаги в почве. С увеличением количества подачи воды коэффициент разложения соломы увеличивается при суммарном увлажнении 2000 м³/га коэффициент

разложения составляет 0,85...0,95, т.е. солома полностью разлагается.

С целью исследования влияния глубины заделки соломы на ее разложение была заложена серия опытов, в которых глубина заделки соломы варьировала в пределах 0...0,3 м (рис. 5).



- 1 – доза внесения соломы 3 т/га;
- 2 – доза внесения соломы 4 т/га;
- 3 – доза внесения соломы 5 т/га;
- 4 – доза внесения соломы 6 т/га.

Рисунок 5 - Влияние глубины заделки соломы на ее разложение

Проведенные исследования показали (рис. 5), что глубина заделки соломы не оказывает существенного влияния на процесс ее разложения.

При поверхностном внесении соломы коэффициент ее разложения составляет 0,3...0,4, а при ее заделке в почву 0,7...0,82. Наилучшие результаты получаются при заделке соломы на глубину 15...20 см. Изменение дозы внесения соломы также не влияет на процесс ее разложения.

Интенсификация разложения растительных остатков в почве может быть достигнута путем внесения азотных и фосфорных удобрений, а также за счет их измельчения.

Таким образом, проведенные в полевых условиях исследования позволили разработать технологическую схему уборки очесанной соломы, которая приведена на рис.6.

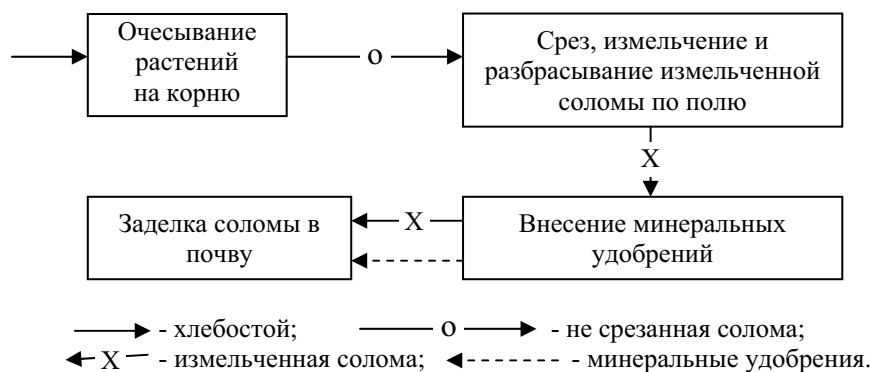


Рисунок 6 - Схема технологического процесса уборки очесанной соломы

Уборка очесанной соломы заключается в следующем. При движении уборочной машины по полю очесывающее устройство очесывает растения на корню. Очесанный ворох перемещается транспортирующими органами в тележку, а очесанная солома одновременно срезается, измельчается и разбрасывается по полю. Для этой цели служит режущий аппарат, который устанавливается на уборочной машине за очесывающим устройством. Режущий аппарат представляет собой ротор, по образующей которого смонтированы ножи.

Для интенсификации процесса разложения соломы в почве вносятся азотные и

фосфорные удобрения.

Измельченная солома вместе с минеральными удобрениями заделывается в почву на глубину 15...20 см дисковыми боронами.

Выводы. 1. Установлено, что наиболее эффективно разлагается солома длиной 10...20 см. Увеличение длины резки соломы приводит к ухудшению процесса гумификации соломы.

2. Выявлено, что для наиболее эффективного разложения соломы в почве требуется вносить 9...12 кг азота на 1 т вносимой соломы или в пересчете на аммиачную селитру 27...36 кг селитры на 1 т соломы.

3. Экспериментально установлено, что для разложения соломы наряду с азотом необходимо вносить фосфор, наиболее рациональным является внесение 2,5...3,5 кг фосфора в расчете на 1 т соломы.

4. Выявлено, что интенсивность разложения соломы в почве определяется типом почвы. На суглинистых почвах коэффициент разложения соломы составляет 0,95, на песчаных почвах – 0,88, на кислых почвах – 0,12, а на тяжелых глинистых почвах – 0,26. Следовательно, песчаные и суглинистые почвы наиболее пригодны для внесения соломы. Глинистые и кислые почвы не рекомендуется использовать для заделки в них соломы.

5. Для эффективной уборки соломы, позволяющей повысить почвенное плодородие, необходимо срезать, измельчить, разбросать по полю, внести азотные и фосфорные удобрения и заделать ее в почву на глубину 15...20 см.

Список литературы

1. Шокарев А.Н. Анализ способов и средств сбора незерновой части урожая при уборке методом очесывания растений на корню / А.Н.Шокарев, Н.Н.Данченко, Г.В.Онуфриев // Исследование процессов и рабочих органов машин для уборки зерновых культур и послеуборочной обработки зерна: Сб.научн.тр. НПО ВИСХОМ. – М.: НПО ВИСХОМ, 1989. – С.76-80.
2. Шокарев А.Н. Обоснование параметров и разработка устройства для уборки незерновой части урожая после очеса растений на корню: дисс... канд.техн.наук. / А.Н.Шоварев. – Луганск, 2002. – 140 с.
3. Земледелие: учебник для с-х вузов / под ред. проф. Воробьева. /Учебник для с.-х. вузов – М.: Агропромиздат, 1991. – 527 с.
4. Агрохимия / Под ред. Б.А.Ягодина. – М.: ВО Агропромиздат, 1989. – 532 с.
5. Ангилеев О.Г. Комплексная утилизация побочной продукции растениеводства / О.Г.Ангилеев. – М.: Росагропромиздат, 1990. – 158 с.
6. Кольбе Г. Солома как удобрение / Г.Кольбе, Г.Штумпе, пер. с нем. – М.: Колос, 1972. – 88 с.
7. Леженкин А.Н. Методология формирования энерго- и ресурсосберегающей технологии уборки зерновых культур в условиях фермерских хозяйств (на примере Украины): дисс...докт.техн.наук / А.Н.Леженкин: СПбГАУ-ТДАТУ. – Санкт-Петербург-Пушкин-Мелитополь, 2008. – 503 с.
8. Леженкин А. Уборка соломы после очеса растений / А.Леженкин // Сельский механизатор. – 2005. -№1. – С. 19.

О.Леженкін

Технологія збирання обчисаної соломи

В статті приводиться технологічна схема збирання обчесаної соломи зернових, надається аналіз чинників, що впливають на процес її гуміфікації.

A.Lezhenkin

Technology of cleaning by ochesanna of straw

The technological scheme of cleaning of ochesanny straw is provided in article grain, the analysis of the factors influencing process of its gumifikatsiya is given.

Получена 12.09.12

УДК 621.665.35.022

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

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Моделювання динамічних режимів насипу рослинної продукції при фільтрації повітря, як об'єкта автоматизації з розподіленими параметрами

Отримано і досліджено імітаційну модель теплових процесів в штабелі рослинної продукції (в середовищі MatLAB) при фільтрації повітря.

рослинна продукція, насип, сховище, вентилявання, охолодження

Сутність проблеми. Оптимальні температурні умови в насипі рослинної продукції при її зберіганні в сховищах останнім часом усе ширше підтримуються за допомогою примусової продувки шару (активне вентилявання) [1, 2]. Практичні рекомендації до цього процесу базуються або на часткових емпіричних залежностях, або наближених теоретичних розрахунках, проведених без врахування деяких важливих для знаходження температурних полів у шарі параметрів [3, 4, 5]. Крім того, у роботах вводяться штучні параметри, що є результатом опосередкування незалежних фізичних процесів [4, 5]. Будучи відмінними від загальноприйнятих у теорії теплообміну, вони не розкривають фізичних особливостей процесу.

Відзначені недоліки, а також відносно невелике число робіт з теорії даного питання говорять про необхідність більш строгого підходу до термодинаміки процесу, диференціації обліку великої кількості змінних величин.

Результати досліджень. Оптимальний температурний режим в насипу рослинної продукції при її зберіганні можна забезпечити за допомогою штучного продування насипу повітрям з температурою нижчою за продукт.

Фізична модель процесу. При активному вентиляванні повітряний потік рухається у вертикальному напрямку, бокові стінки камер сховища термо- і гідроізолювані. Процес має характер одночасної вимушеної конвекції і фільтрації повітря крізь пористий шар з рівномірно розподіленим в об'ємі джерелом тепловиділення. При переміщенні повітря крізь товщу насипу температура його збільшується разом із збільшенням вологовмісту, тому відносна вологість повітря практично не змінюється. При цьому температура повітря змінюється, як у просторі, так і в часі. Таким чином насип рослинної продукції при фільтрації повітря крізь нього являє собою нестационарну систему з розподіленими параметрами.

Математичний опис процесу включає два взаємозв'язаних рівняння одномірного температурного поля: одне для елементів продукту, друге для охолоджуючого повітря.

Математична модель розроблена на основі рівнянь теплового балансу при таких припущеннях:

- фізичні властивості повітря та елементів продукту прийняті незмінними і віднесені до середніх значень за процес;
- температурний градієнт в елементах продукту відсутній;

- обмін теплотою продукту з повітрям відбувається конвективно за законом Ньютона;
- теплопередача теплопровідністю відсутня;
- коефіцієнт теплообміну залежить тільки від швидкості повітря, що фільтрується крізь шар.

Розглянемо теплові процеси в елементі шару продукції висотою dx за час $d\tau$, використовуючи такі позначення: θ, t - температура рослинної продукції та повітря; F_p, F_{np}, F_n - площа решітки, поверхня продукту та вільного об'єму шару в перетині; v - швидкість повітря в перетині; α - коефіцієнт теплообміну; q_{np} - питомі тепловиділення на одиницю висоти вздовж координати x ; ρ_n, ρ_{np} - густина повітря і продукту; G_v - витрати повітря; m_v, m_{np} - маса повітря і продукту в об'ємі насипу; H - висота насипу.

Рівняння теплового балансу для елементарного об'єму насипу $\Delta V = dx F_p$ за час $d\tau$:

$$c_{np} F_p \rho_{np} dx d\theta_{np} = -q_{np} dx d\tau - \frac{\alpha f}{H} (\theta_{np} - t) dx d\tau. \quad (1)$$

Розкриваючи повний диференціал:

$$d\theta_{np} = \frac{\partial \theta_{np}}{\partial \tau} d\tau + \frac{\partial \theta_{np}}{\partial x} dx \quad (2)$$

і враховуючи, що швидкість $\frac{dx}{d\tau} = v_{np}$ дорівнює нулю, $v_{np} = 0$, а $F_p \rho_{np} H = m_{np}$ рівняння (1) прийме вигляд:

$$c_{np} m_{np} \frac{\partial \theta_{np}}{\partial \tau} = q_{np} - \frac{\alpha f}{H} (\theta_{np} - t), \quad (3)$$

де $m_{np} = F_{np} \cdot \rho_{np}$ - маса продукції, кг.

Рівняння теплового балансу для повітря з температурою t для того самого перерізу dx :

$$c_n F_n \rho_n dx dt = \frac{\alpha f}{H} (\theta_{np} - t) dx d\tau. \quad (4)$$

Вводячи позначення $G = F_n \cdot \rho_n \cdot v$; $v = \frac{dx}{d\tau}$ перепишемо рівняння теплового балансу для повітря так:

$$c_n G dt = \frac{\alpha f}{H} (\theta_{np} - t) dx. \quad (5)$$

Розкриваючи повний диференціал dt і підставляючи значення:

$$\frac{dt}{dx} = \frac{\partial t}{\partial \tau} \frac{d\tau}{dx} + \frac{\partial t}{\partial x} \quad (6)$$

в рівняння (5) отримаємо:

$$\frac{c \cdot G \cdot H}{V_n} \frac{\partial t}{\partial \tau} + c \cdot G \cdot H \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha \cdot f(\theta_{np} - t). \quad (7)$$

З урахуванням що $\frac{c \cdot G \cdot H}{V_n} = F_n \cdot c_n \cdot \rho_n = m_n$ отримаємо:

$$c_n \cdot m_n \frac{\partial t}{\partial \tau} + c \cdot G \cdot H \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha \cdot f(\theta_{np} - t), \quad (8)$$

де $m_n = F_n \rho_n H$ - маса повітря в об'ємі продукції висотою H .

Таким чином динаміка процесів теплообміну при охолодженні нерухомого шару продукції з тепловиділеннями, примусовим вентиляванням описується системою рівнянь:

$$\begin{cases} c_{np} m_{np} \frac{\partial \theta}{\partial \tau} = q_{np}(x) - \alpha f(\theta_{np} - t) \\ m_v c_v \frac{\partial t}{\partial \tau} + G c H \frac{\partial t}{\partial x} = \alpha f(\theta_{np} - t) \end{cases} \quad (9)$$

Строгий аналітичний розв'язок системи (9) не існує. Але враховуючи, що математична модель створюється для синтезу систем автоматичного контролю і керування режимами вентилявання, задачу визначення розподілу температури за координатою i в часі можна спростити, використавши опис теплових процесів в елементарному шарі.

Дослідження процесів зовнішнього теплообміну методами термодинаміки незворотних процесів [6] приводить, в загальному випадку, до потрібної рівності, якою можна описати процес в елементарному шарі продукції, в припущенні, що температура елементів продукту в елементарному шарі незмінна:

$$G_v c_p (t_2 - t_1) = m_{np} \left(c_{np} \frac{d\bar{\theta}(\tau)}{d\tau} + Q_{np} \right) = \alpha f \Delta \bar{T}, \quad (10)$$

де t_1, t_2 - температура повітря на вході та виході із елементарного шару продукту, °C;

$$Q_{np} = q_{np} - r w;$$

q_{np} - питомі тепловиділення;

r - питома теплота випарування вологи;

w - інтенсивність втрат вологи з одиниці маси;

$\Delta \bar{T}$ - середньологарифмічна різниця температур елементів продукту і повітря

$$\Delta \bar{T} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{\theta - t_1}{\theta - t_2}}.$$

Використовуючи поняття коефіцієнта охолодження [6]:

$$\eta = \frac{t_2 - t_1}{\theta - t_2}, \quad (11)$$

із першої і третьої частини рівності (10) отримано залежність η від параметрів процесу:

$$\eta = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha f}{G_v c_p}\right). \quad (12)$$

З урахуванням (11-12), рівняння (10) представимо теплові процеси в насипу продукції у вигляді системи:

$$\begin{cases} \frac{d\theta_1}{d\tau} = -k(\theta_1 - t_1) + P'; & t_1 = t_{in} = const \\ \frac{d\theta_2}{d\tau} = -k(\theta_2 - t_2) + P'; & t_2 = t_1(1 - \eta) + \eta\theta_1 \\ \dots \\ \frac{d\theta_n}{d\tau} = -k(\theta_n - t_n) + P'; & t_n = t_{n-1}(1 - \eta) + \eta\theta_{n-1} \end{cases}. \quad (13)$$

Представимо насип продукції ячеїстою моделлю з n -шарів масою ΔG_i і висотою Δh_i , процеси в яких описуються рівняннями (10-12). Враховуючи, що, відповідно до принципу побудови ячеїстої моделі, температура повітря на виході i -го шару дорівнює температурі повітря на вході в $(i+1)$ шар, а температура елементів продукту визначається розв'язком рівняння (10) при температурі повітря на вході в шар t_{i+1} . Складено імітаційну модель (пакет Simulink середовища MatLAB) у вигляді функціональних блоків (рис. 1-4).

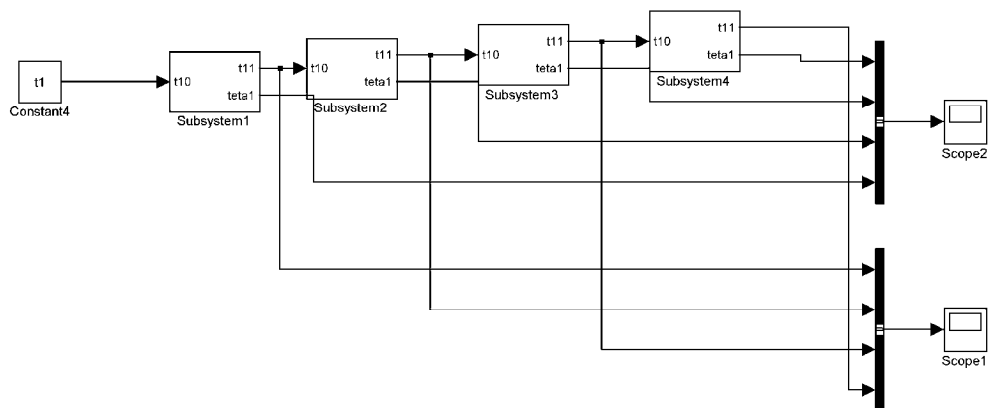


Рисунок 1 - Загальна схема імітаційної моделі теплових режимів в насипу вентильованого продукту

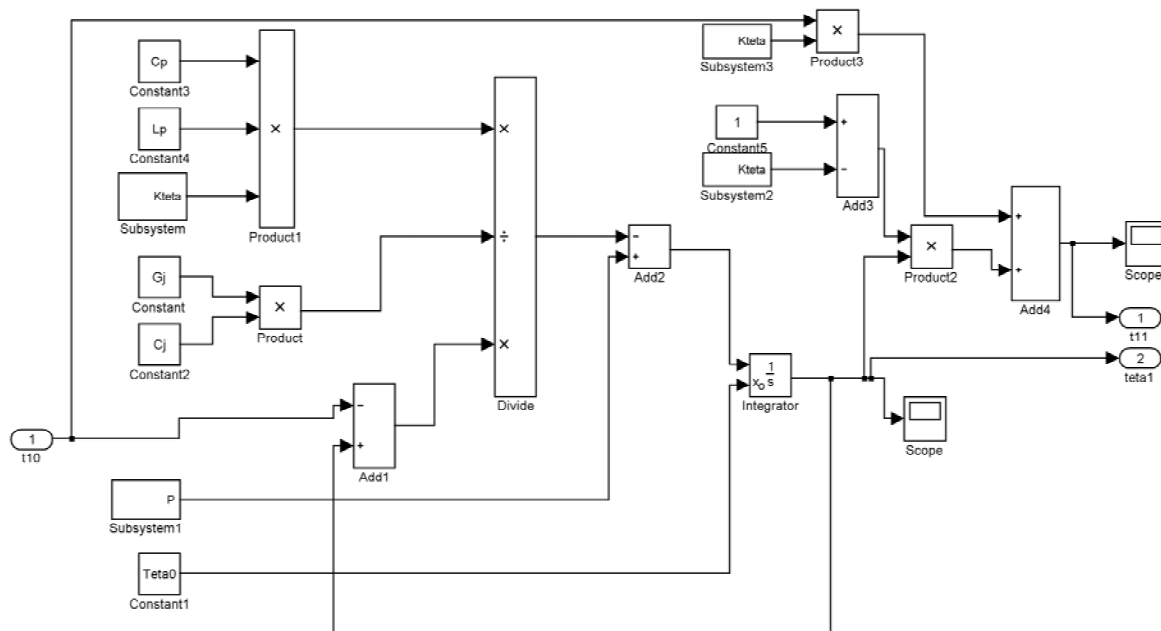


Рисунок 2 - Розрахунок теплового режиму в одному слою

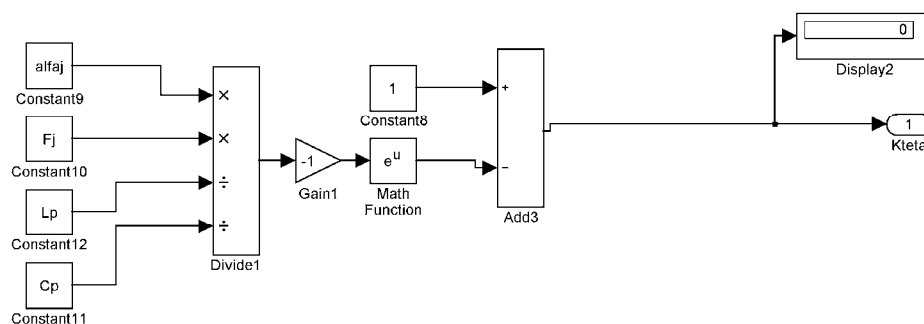


Рисунок 3 - Підпрограма розрахунку коефіцієнта охолодження

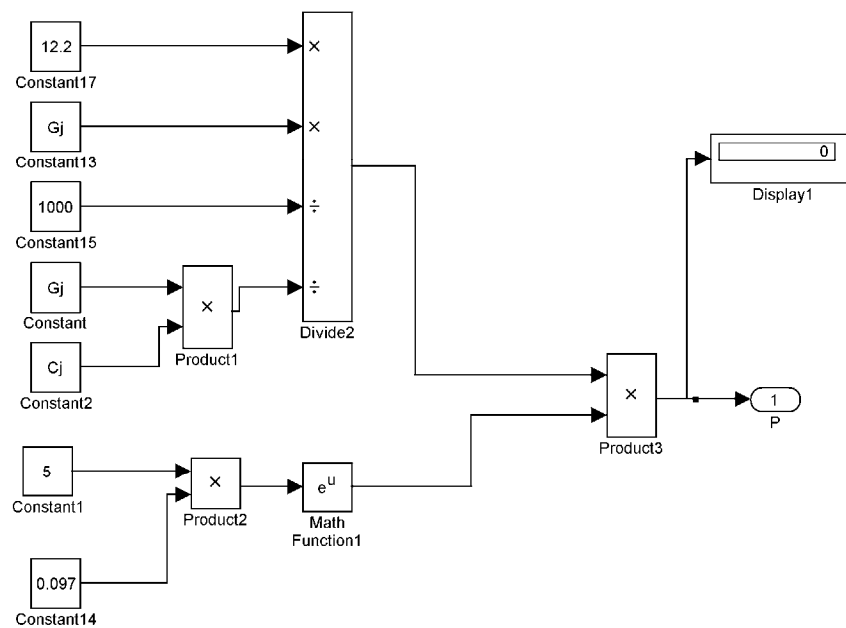


Рисунок 4 - Підпрограма розрахунку тепловиділень

Розв'язок системи (13) за допомогою отриманої моделі дозволяє визначити динаміку змінення температури продувального продукту (рис. 5) в залежності від висоти розміщення датчиків температури та температури повітря на виході зі слою (рис. 6).

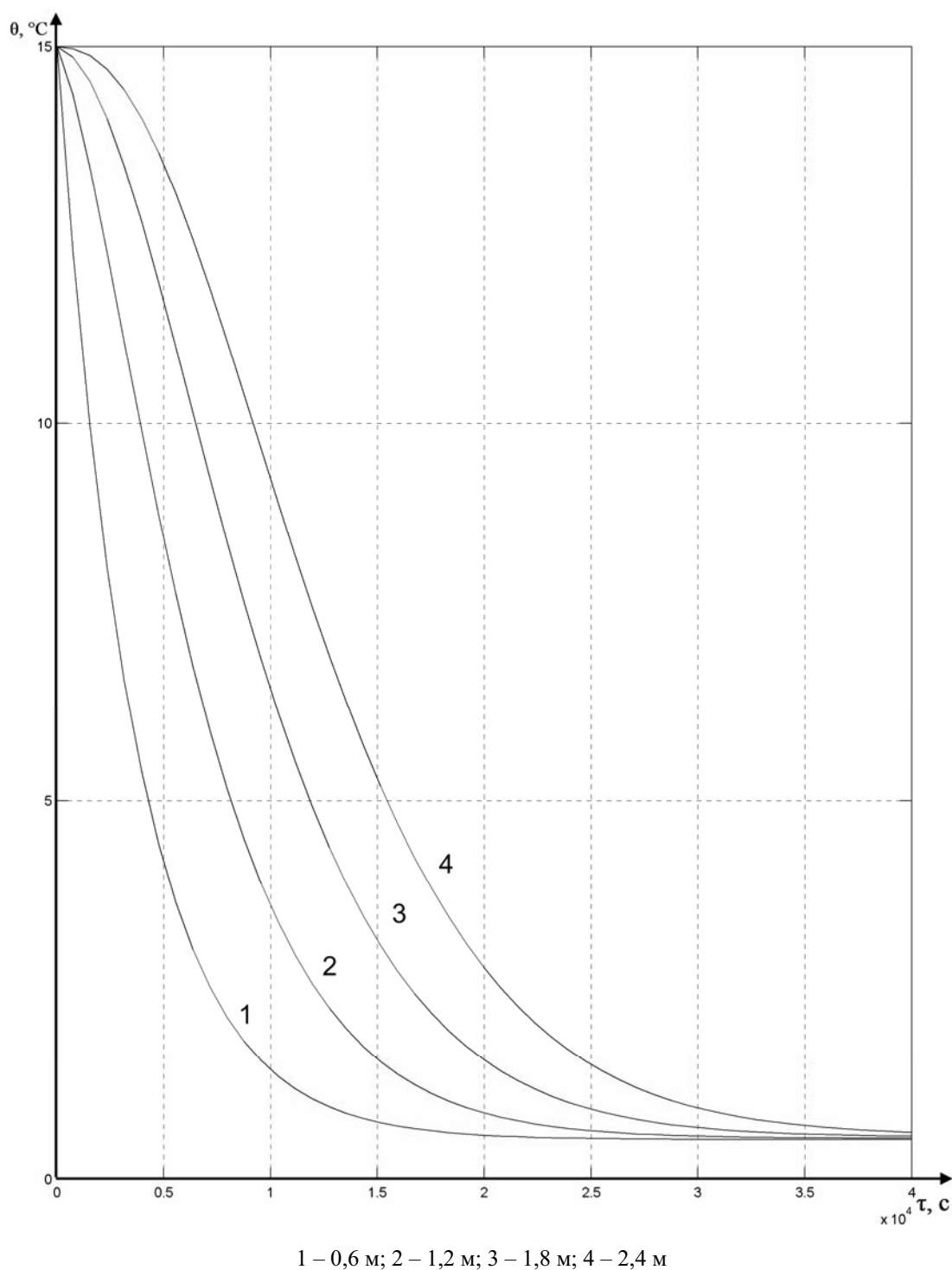
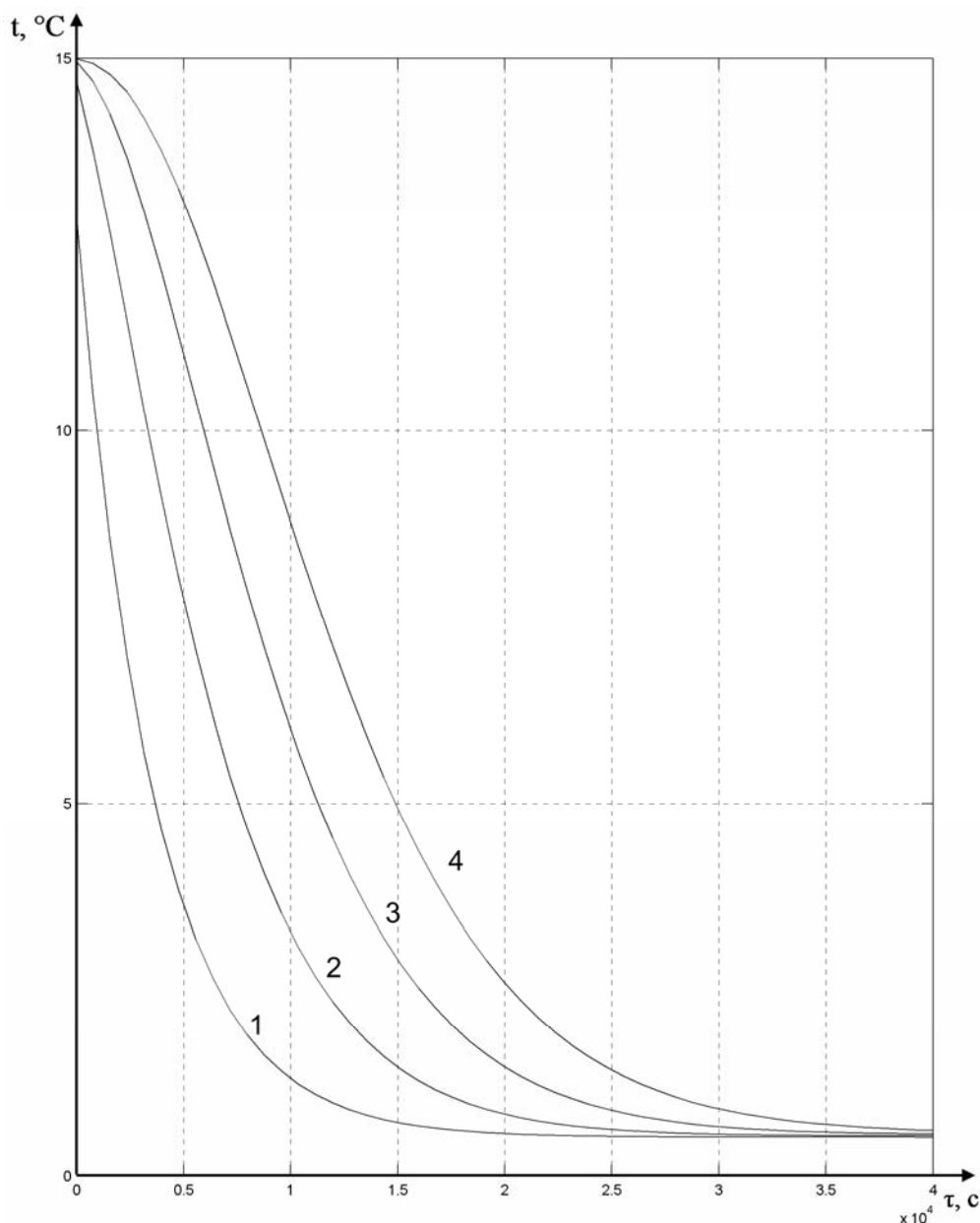


Рисунок 5 - Змінення температури продукту в часі на висоті



1 – 0,6 м; 2 – 1,2 м; 3 – 1,8 м; 4 – 2,4 м

Рисунок 6 - Змінення температури повітря в часі на висоті

Висновки. 1. Обґрунтована фізико-математична модель охолодження насипу рослинної продукції примусовим вентиляванням.

2. Побудована та реалізована імітаційна модель теплового режиму насипу, як об'єкта із розподіленими параметрами.

Список літератури

1. Грищенко В.О. Застосування примусового вентилявання при зберіганні плодоовочевої продукції// Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин/ Кіровоград, КДТУ. - 2004, вип. 34.- С.80-83.
2. Котов Б.І., Грищенко В.О. Тепло- і масопереносні процеси при зберіганні плодоовочевої продукції// Збірник наукових праць Національного аграрного університету „Механізація сільськогосподарського виробництва”. – К.: НАУ, 2003. Том 14. – С. 266 – 273.
3. Активное вентилирование картофеля и капусты при хранении. - М.: Колос, 1966. - 231 с.

4. Холмквист А.А. Хранение картофеля и овощей. - Л.: Колос, 1972. - 280 с.
5. Опхюз Б. Влияние интенсивности вентиляции на потери веса картофеля в вентилируемых картофелехранилищах. Сельское хозяйство за рубежом, 1958, №11. - С. 114-128.
6. Загоруйко В.А., Кривошеев Ю.И., Соколовская А.В. Моделирование и метод расчета кинетики процесса сушки зернистых материалов. Промышленная теплотехника. - К.: 1980. - 2, № 2. - С. 81-89.
7. Шевяков А.А., Яковлева Р.В. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1968 - 320 с.

Б. Котов, В. Грищенко

Моделирование динамических режимов насыпи растительной продукции при фильтрации воздуха, как объекта автоматизации с распределенными параметрами

Получено и исследовано имитационную модель тепловых процессов в штабеле растительной продукции (в среде MatLAB) при фильтрации воздуха

B. Kotov, V. Grishchenko

Simulation of dynamic modes mounds of plant products for filtration of air, as the automation object s distributed parameters

Obtained and studied a simulation model of thermal processes in the pile of plant products (among MatLAB) with air filtration

Одержано 10.06.12

УДК 631.361

Н.А. Дубчак, доц., канд. техн. наук

ВП НУБіПУ «Бережанський агротехнічний інститут»

Дослідження процесу взаємодії коренеплодів з витком шнека очисника

У статті наведено результати теоретичних досліджень процесу контактної взаємодії коренеплодів які рухаються на поверхні робочої гілки пруткового транспортера з робочими поверхнями шнека, який розташований над прутковим транспортером і поперечно напрямку руху його робочої гілки. Побудовано математичну модель, яка характеризує зміну кута відбивання коренеплодів після їх співудару з витком шнека залежно від параметрів процесу. На основі проведеного аналізу напрямку руху коренеплодів або кута відбивання коренеплодів після їх взаємодії з витком шнека обґрунтовано основні межі зміни конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого очисника вороху коренеплодів. **коренеплід, очисник вороху, шнек, діаметр, швидкість, кутова швидкість шнека, математична модель, кут відбивання коренеплодів**

Постановка проблеми. Проблема підвищення технічного рівня машин для збирання коренеплодів, основними критеріями оцінки яких є співвідношення втрат, забрудненості та пошкоджень коренеплодів до їх зібраної маси, залишається особливо актуальною у плані подальшого розвитку вітчизняної коренезбиральної техніки.

4. Холмквист А.А. Хранение картофеля и овощей. - Л.: Колос, 1972. - 280 с.
5. Опхюз Б. Влияние интенсивности вентиляции на потери веса картофеля в вентилируемых картофелехранилищах. Сельское хозяйство за рубежом, 1958, №11. - С. 114-128.
6. Загоруйко В.А., Кривошеев Ю.И., Соколовская А.В. Моделирование и метод расчета кинетики процесса сушки зернистых материалов. Промышленная теплотехника. - К.: 1980. - 2, № 2. - С. 81-89.
7. Шевяков А.А., Яковлева Р.В. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1968 - 320 с.

Б. Котов, В. Грищенко

Моделирование динамических режимов насыпи растительной продукции при фильтрации воздуха, как объекта автоматизации с распределенными параметрами

Получено и исследовано имитационную модель тепловых процессов в штабеле растительной продукции (в среде MatLAB) при фильтрации воздуха

B. Kotov, V. Grishchenko

Simulation of dynamic modes mounds of plant products for filtration of air, as the automation object s distributed parameters

Obtained and studied a simulation model of thermal processes in the pile of plant products (among MatLAB) with air filtration

Одержано 10.06.12

УДК 631.361

Н.А. Дубчак, доц., канд. техн. наук

ВП НУБіПУ «Бережанський агротехнічний інститут»

Дослідження процесу взаємодії коренеплодів з витком шнека очисника

У статті наведено результати теоретичних досліджень процесу контактної взаємодії коренеплодів які рухаються на поверхні робочої гілки пруткового транспортера з робочими поверхнями шнека, який розташований над прутковим транспортером і поперечно напрямку руху його робочої гілки. Побудовано математичну модель, яка характеризує зміну кута відбивання коренеплодів після їх співудару з витком шнека залежно від параметрів процесу. На основі проведеного аналізу напрямку руху коренеплодів або кута відбивання коренеплодів після їх взаємодії з витком шнека обґрунтовано основні межі зміни конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого очисника вороху коренеплодів. **коренеплід, очисник вороху, шнек, діаметр, швидкість, кутова швидкість шнека, математична модель, кут відбивання коренеплодів**

Постановка проблеми. Проблема підвищення технічного рівня машин для збирання коренеплодів, основними критеріями оцінки яких є співвідношення втрат, забрудненості та пошкоджень коренеплодів до їх зібраної маси, залишається особливо актуальною у плані подальшого розвитку вітчизняної коренезбиральної техніки.

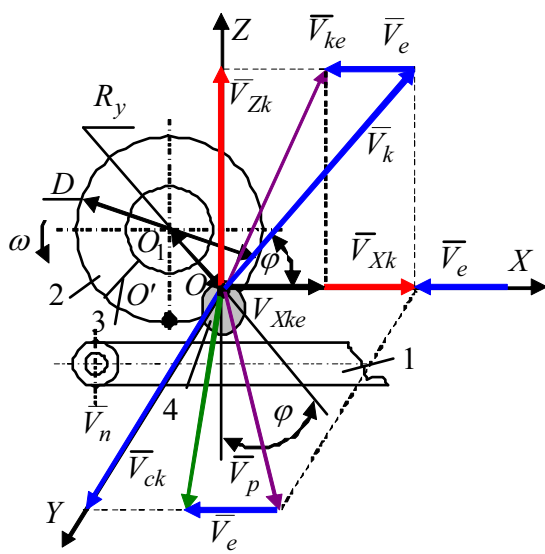
Значне варіювання умов роботи коренезбиральних машин і недостатнє пристосування існуючих конструкцій очисних робочих органів до цих змін не дозволяють отримувати стійких агротехнічних показників, особливо за сухого і вологого ґрунту, забур'яненості поля тощо. При збільшенні вологості ґрунту до 22-28 % якість роботи машин погіршується в 2-6 рази, а на сухих твердих ґрунтах спостерігається значне (до 20-40 %) забруднення вороху коренеплодів грудками землі. Тому при збиранні коренеплодів в таких умовах виникає потреба в ручному очищенні вороху коренеплодів [1, 2].

Одним із резервів підвищення показників якості роботи машин для збирання буряків є поліпшення технологічного процесу очищення вороху коренеплодів від домішок шляхом застосування комбінованої очисної системи (КОС) [3], яка поєднує в собі гвинтовий конвеєр (шнек), який встановлений над подавальним прутковим транспортером із зазором відносно його робочої гілки та під прямим кутом до її напрямку руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відсутність теоретичних досліджень, які спрямовані на обґрунтування параметрів очисників та які базуються на аналізі кута відбивання коренеплідів під час їх взаємодії із робочими поверхнями шнека зумовило проведення даних досліджень. Аналітичні дослідження, які були проведені в працях [4, 5], відносилися тільки до загального аналізу характерних ознак взаємодії коренеплідів із робочими поверхнями гвинтового конвеєра. Тому виникла необхідність проведення додаткового аналізу роботи даного очисного робочого органу.

Мета дослідження. Метою даних досліджень є обґрунтування основних конструктивно-кінематичних параметрів очисника на основі аналізу теоретичних закономірностей зміни процесу взаємодії коренеплодів із поверхнею шнека.

Результати дослідження. Для визначення кута відбивання коренеплодів, або напрямку руху коренеплодів після їх взаємодії з робочими поверхнями КОС розглянемо складену еквівалентну розрахункову схему процесу співудару коренеплоду з витком шнека, яку наведено на рис. 1.



1 – прутковий транспортер; 2 – шнек;
3 – виток шнека; 4 – коренеплід

Рисунок 1 – Розрахункова схема взаємодії
коренепліду з витком шнека:

Початок системи координат позначимо у точці O контакту коренеплоду з витком (рис. 1). Напрямок координатних осей спроекуємо наступним чином: вісь OZ направимо вгору у напрямку вектора колової швидкості гвинта $\bar{V}_k$, вісь OY - у напрямку вектора швидкості $\bar{V}_n$ осового переміщення витків гвинта, тобто переміщення матеріалу вороху або осі гвинта O_1 , а вісь OX направимо паралельно руху вектора швидкості пруткового транспортера $\bar{V}_e$. Вважаємо, що коренеплід 4 взаємодіє з поверхнею витка 3 шнека 2 у точці O , який обертається з кутовою швидкістю ω . Початкову швидкість контакту коренеплоду з витком позначимо через V_e , значення якої відповідає швидкості руху пруткового

транспортера 1. Точка удару O знаходиться на відстані R_v від осі обертання шнека O_1 .

Після взаємодії коренеплід відбивається від поверхні витка шнека з кінцевою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в її напрямку.

Розглянемо план швидкостей косого удару коренеплоду та витка шнека в горизонтальній площині OXY (рис. 2), при цьому вважаємо, що швидкість руху до і після співудару змінюється тільки у коренеплоду.

Аналіз схеми (рис. 2) показує, що після удару коренеплід відбивається від поверхні витка шнека з початковою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в напрямку її вектора $\vec{V}_{ck}$, проекція якої на горизонтальну площину OXY з вектором швидкості осевого переміщення витків шнека $\vec{V}_n$ утворює кут ψ . При досягненні швидкості $V_{ck} = dl_k / dt = 0$ коренеплід подавальним транспортером знову рухається в напрямку

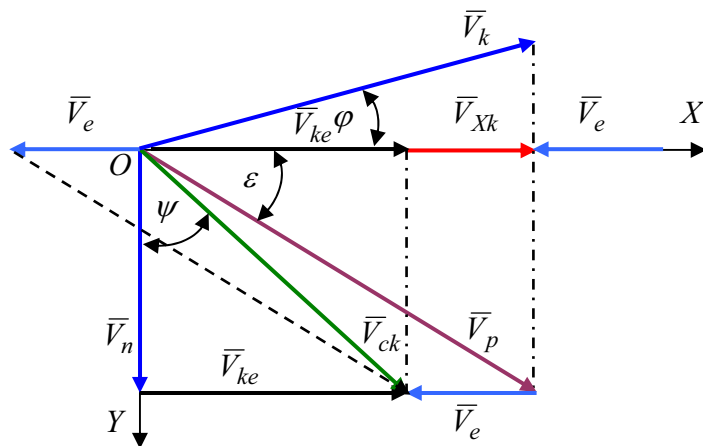


Рисунок 2 – План швидкостей співудару коренеплоду з витком шнека

шнека та знову зазнає ударної взаємодії.

У цьому випадку можна зробити висновок, що мінімальні пошкодження коренеплодів і максимальна технологічність роботи КОС буде також за умови, коли кут $\psi \leq 0$, або коли коренеплоди будуть рухатися вздовж осі обертання шнека 3.

Згідно зі схемою (рис. 2)

$$\vec{V}_{ke} = \vec{V}_n + \vec{V}_{ck} + 2\vec{V}_n \vec{V}_{ck} \cos \psi, \quad (1)$$

де $\vec{V}_{ke} = \vec{V}_{Xk} - \vec{V}_e$; $\vec{V}_{Xk}$ – проекція вектора $\vec{V}_k$ на горизонтальну

площину OXY ; ψ – кут відбивання коренеплодів, або кут між проекцією вектора $\vec{V}_{ck}$ з вектором швидкості осевого переміщення витків шнека $\vec{V}_n$, град.

Із аналізу схеми плану швидкостей співудару коренеплоду з витком шнека випливає:

$$\left. \begin{aligned} V_{ke} &= \sqrt{V_k^2 - V_e^2}; \\ V_p &= \sqrt{V_{Xk}^2 + V_n^2} = \sqrt{V_k^2 \cos^2 \varphi + V_n^2}; \\ V_{ck} &= \sqrt{V_{ke}^2 + V_n^2} = \sqrt{(V_k - V_e)^2 + V_n^2} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де V_p – результуюча швидкість шнека, м/с;

φ – кут повороту шнека, рад.

Тоді, враховуючи (1), (2) можна записати:

$$V_{ck}^2 = V_n^2 - V_{ke}^2 + 2V_n V_{ck} \cos \psi. \quad (3)$$

Згідно з відомими положеннями теоретичної механіки маємо [6]:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_k &= \frac{d\bar{R}_y}{dt} = \bar{\omega} \times \bar{R}_y; \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} = 2\pi n; \\ V_n &= V_{nT} K_{Vn} = TnK_{Vn} = \frac{TK_{Vn}\omega}{2\pi}; \quad T = \pi D_y \operatorname{tg} \beta; \\ \bar{V}_e &= \frac{d\bar{r}_e}{dt} = \bar{\omega}_e \times \bar{r}_e; \quad \omega_e = \frac{d\varphi_e}{dt} = \dot{\varphi}_e = 2\pi n_e \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $\bar{\omega}$, ω – вектор кутової швидкості та кутова швидкість витка шнека, рад/с;
 $\bar{R}_y$, $\bar{r}_e$ – відповідно, радіус-вектор точки удару та зірочки приводного вала транспортера;

V_n , V_{nT} – відповідно, швидкість переміщення коренеплоду та теоретична швидкість переміщення витків шнека вздовж осі обертання шнека, м/с;

K_{Vn} – коефіцієнт, який враховує зниження швидкості переміщення коренеплоду V_n порівняно з теоретичною швидкістю переміщення витків шнека V_{nT} ;

T – крок гвинтової лінії витка, м;

n , n_e – відповідно частота обертання шнека та приводного вала транспортера, об/с;

β – кут підймання гвинтової лінії в точці удару коренеплоду, град;

$\bar{\omega}_e$, ω_e – відповідно вектор кутової швидкості та кутова швидкість приводного вала транспортера, рад/с.

Тоді, підставивши значення складових із (4) в залежність (3) маємо:

$$\begin{aligned} &\left(\frac{dl_k}{dt}\right)^2 + 2\left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)\left(\frac{dl_k}{dt}\right)\cos\psi + \left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \\ &- \left(\frac{D\cos\varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

де D , D_e – відповідно, діаметр шнека та ведучої зірочки елеватора, м.

Позначивши у залежності (5) складові через

$$\frac{dl_k}{dt} = x; \quad DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta \cos\psi \frac{d\varphi}{dt} = p; \quad \left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \left(\frac{D\cos\varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 = q, \quad (6)$$

одержимо приведенне квадратне рівняння, рішення якого відносно x має вигляд:

$$\frac{dl_k}{dt} = -\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (\cos^2\psi - 1) - \left(\frac{D\cos\varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}. \quad (7)$$

Якщо переміщення коренеплодів l_k в процесі його співудару з витком шнека відсутнє, тобто дорівнює нулю, або $l_k = 0$, тоді і сумарна швидкість взаємодії коренеплоду також дорівнює нулю, або $V_{ck} = 0$. У цьому випадку коренеплоди не відбиваються від поверхні витка шнека, а після контакту з витком пересуваються ним вздовж напрямку осьового переміщення витків шнека. Даний випадок поведінки очисної системи є найраціональнішим з точки зору забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів.

Зважаючи на це та враховуючи (7) можна записати:

$$-\frac{DK_{vn}tg\beta}{2}\frac{d\varphi}{dt}\pm\frac{1}{2}\sqrt{\left(DK_{vn}tg\beta\frac{d\varphi}{dt}\right)^2(\cos^2\psi-1)-\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}=0, \quad (8)$$

або

$$\pm\frac{1}{2}\sqrt{\left(DK_{vn}tg\beta\frac{d\varphi}{dt}\right)^2(\cos^2\psi-1)-\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}=\frac{DK_{vn}tg\beta}{2}\frac{d\varphi}{dt}. \quad (9)$$

Для визначення кута відбивання коренеплодів ψ проведемо відповідні перетворення залежності (9), тобто

$$-\frac{D^2K_{vn}^2tg^2\beta}{4}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\sin^2\psi-\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2=\frac{D^2k_{vn}^2tg^2\beta}{4}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2, \quad (10)$$

або після спрощення (10) маємо:

$$\sin^2\psi=\frac{4\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}{D^2K_{vn}^2tg^2\beta\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}-1. \quad (11)$$

Таким чином, кут відбивання коренеплодів ψ визначається за залежністю

$$\psi=\arcsin\sqrt{\frac{4\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}{D^2K_{vn}^2tg^2\beta\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}-1}. \quad (12)$$

Одержане диференціальне рівняння (12) є математичною моделлю, яка характеризує залежність кута відбивання коренеплодів ψ після їх взаємодії з витком шнека від основних параметрів КОС.

Для практичного використання (12), враховуючи, що $\omega=2\pi n$, $\omega_e=2\pi n_e$ можна записати:

$$\psi=\arcsin\sqrt{\frac{4(Dn\cos\varphi-D_en_e)^2}{D^2n^2K_{vn}^2tg^2\beta}}-1. \quad (13)$$

Було встановлено, що максимальна сепарація ґрунту прутковим транспортером спостерігається при зміні поступальної швидкості руху транспортера у межах $1,5 \leq V_e \leq 1,6$ (м/с). При збільшенні $V_e > 1,6$ м/с підвищення ступеня сепарації ґрунту практично не відбувається [7].

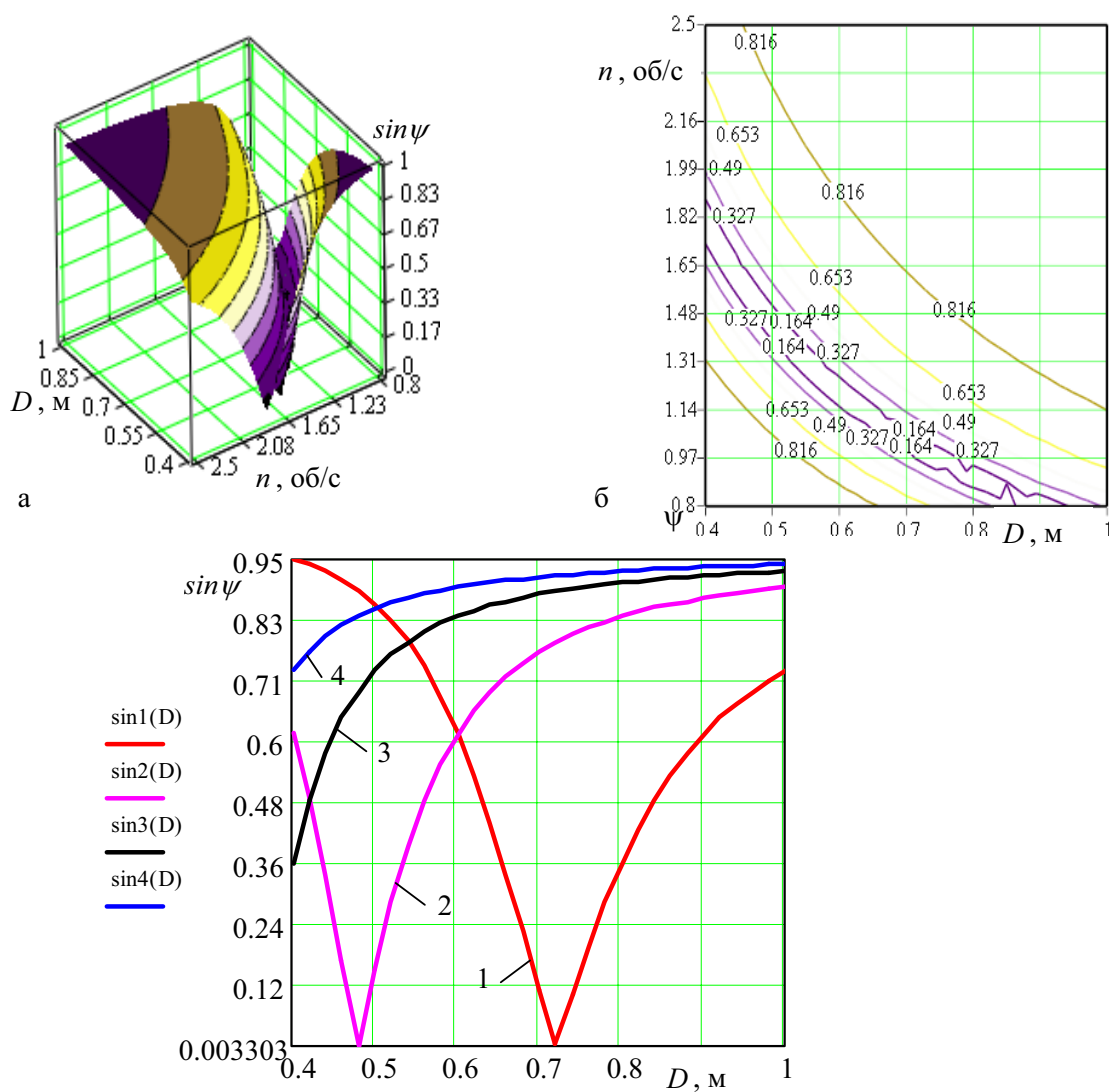
Кут підймання гвинтової лінії β по зовнішньому діаметру при проектуванні шнекових робочих органів вибирається із умови забезпечення максимальної швидкості їх транспортування вздовж осьової лінії обертання шнека, при цьому [8]

$$\beta=45^\circ-0,5\varphi_k, \quad (14)$$

де φ_k – кут тертя ковзання матеріалу по гвинтовій поверхні, град.

Тоді, прийнявши $V_e = const = 1,5$ м/с та враховуючи (14) одержимо кінцеву залежність для практичного визначення кута відбивання коренеплодів ψ

$$\psi = \arcsin \sqrt{\frac{(2\pi D n \cos \varphi - 1,5)^2}{\pi^2 D^2 n^2 K_{vn}^2 \tan^2 (45^\circ - 0,5\varphi_k)}} - 1. \quad (15)$$



а, б – $\sin \psi = f(d, n)$; в – $\sin \psi = f(d)$;
 1 – $n = 50$ об/хв; 2 – $n = 90$ об/хв; 3 – $n = 120$ об/хв; 4 – $n = 150$ об/хв
 Рисунок 3 – Залежність зміни кута ψ як функціонала

Встановлено, що кут тертя ковзання коренеплоду по металевій поверхні становить $\varphi_k = 35,0$ град [9].

На рис. 3 наведено залежність зміни кута $\sin \psi$ як функціонала: а, б – $\sin \psi = f(d, n)$; в – $\sin \psi = f(d)$ при значенні $\varphi = 45,0$ град, $K_{vn} = 0,7$; $\varphi_k = 35,0$ град.

На основі аналізу графічних залежностей (рис. 3) встановлено, що умова забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів кормових буряків, або коли напрямок вектора сумарної швидкості співудару $\vec{V}_{ck}$ коренеплодів з витком шнека співпадає з напрямком $\vec{V}_n$ (при цьому $\psi = 0$) функціонально виконується при наступних співвідношеннях комбінацій діаметра D і частоти обертання шнека n : $D = 0,4$ м, $n = 1,65$ об/с (99 об/хв); $D = 0,5$ м, $n = 1,5$ об/с (90 об/хв.); $D = 0,6$ м, $n = 1,2$ об/с (72 об/хв); $D = 0,7$ м, $n = 1,0$ об/с (60 об/хв); $D = 0,8$ м, $n = 0,85$ об/с (50 об/хв).

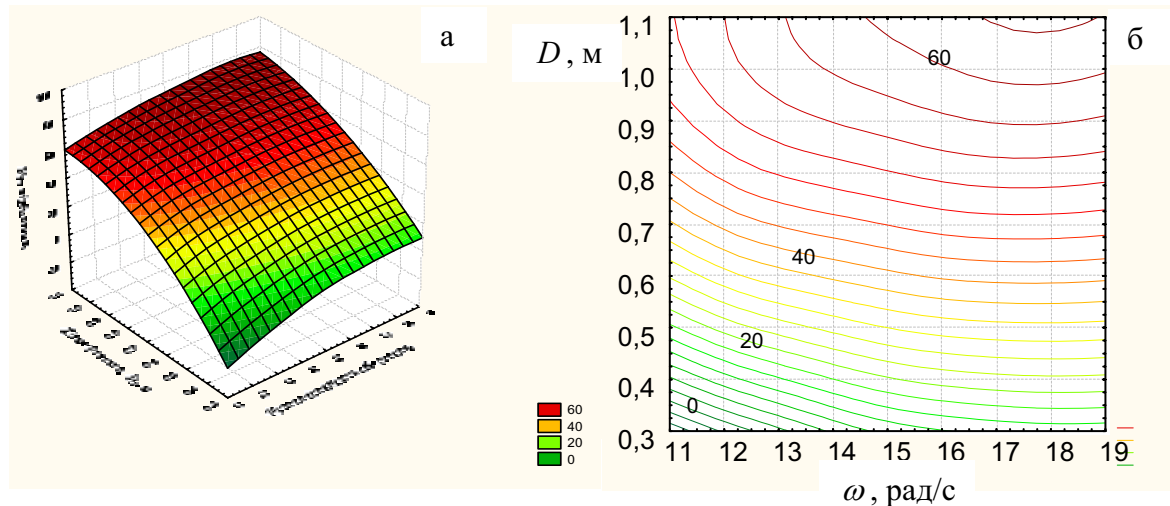


Рисунок 4 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності кута відбивання коренеплодів ψ від кутової швидкості обертання ω та діаметра D шнека

Для підтвердження теоретичних викладень, які відносяться до встановлення закономірностей зміни кута відбивання коренеплодів ψ від параметрів очисника, провели експериментальні дослідження на основі побудови та планування багатofакторних експериментів.

За результатами проведеного експерименту типу ПФЕ 2^3 було одержано рівняння регресії зміни ψ від ω та D в натуральних величинах:

$$\psi = 4.24 + 24,28 \ln \omega + 52,83 \ln D. \quad (16)$$

Згідно з рівняннями регресії (16) побудовано поверхню та двовірний переріз поверхні відгуку кута відбивання коренеплоду ψ залежності від зміни кутової швидкості ω та діаметра D шнека, які наведені на рис. 4.

Найбільш близькі значення параметрів гвинта при яких $\psi \cong 0$ становлять: $D = 0,6$ м і $\omega = 9$ рад/с. При значенні $D > 0,6$ м кутова швидкість шнека ω буде значно меншою за 9 рад/с, що обмежує необхідну продуктивність очисника. Тому, параметри шнека повинні бути: діаметр шнека $D = 0,6$ м; крок шнека $T = 0,7$ м; кутова швидкість шнека $\omega = 9,0$ рад/с при встановлених раніше інших параметрів доочисника.

Висновки. Одержана залежність (12) є математичною детермінованою моделлю, яка описує напрямок руху коренеплодів після їх взаємодії з витком шнека. У процесі аналізу руху коренеплоду після його взаємодії з витком шнека встановлено, що умова забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів коли напрямок вектора сумарної швидкості співудару співпадає з напрямком осьового переміщення витків шнека, функціонально виконується при значеннях діаметра шнека 0,5; 0,6 і 0,7 м та відповідної частоти обертання шнека 90, 70 і 60 об/хв. Параметри шнека повинні бути: діаметр

шнека $D = 0,6$ м; крок шнека $T = 0,7$ м; кутова швидкість шнека $\omega = 9,0$ рад/с при встановлених раніше інших параметрів доочисника.

Список літератури

1. Погорелый Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В.Погорелый, М.В. Татьяна – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Напрямки вдосконалення сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин / В.М.Барановський, В.Б. Онищенко, В.О. Соломка [та ін.] // Механізація сільськогосподарського виробництва – Т. XII. – 2002. – С. 31–42.
3. Паньків М.Р. Очисна система вороху коренеплодів / М.Р. Паньків, Н.А. Дубчак, В.М. Барановський, // Вісник ХНТУСГ. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – 2007. – Т. 1. – Вип. 59. – С. 33-36.
4. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок / Р.Б. Гевко. – Тернопіль, 1997. – 120 с.
5. Паньків М. Аналіз процесу роботи доочисних пристроїв коренезбиральних машин / Марія Паньків, Віктор Барановський, Наталя Дубчак // Вісник ТДТУ. – 2007. – Т. 12, № 1. – С. 76–81.
6. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики : [учебник, том II. : Динамика, 3-е изд., исправл.] / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М. : Наука, 1985. – 496 с.
7. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины / Вайсон А.А.. М. : Высшая школа. – 1975г. – 257 с.
8. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / Григорьев А.М. – М. : Колос, 1972. – 286 с.

Н. Дубчак

Исследование процесса взаимодействия корнеплодов с витком шнека очистителя

В статье приведены результаты теоретических исследований процесса контактного взаимодействия корнеплодов которые двигаются на поверхности рабочей ветви пруткового транспортера с рабочими поверхностями шнека, который расположен над прутковым транспортером и поперечный направлению движения его рабочей ветви. Построена математическая модель, которая характеризует изменение угла отражения корнеплодов после их соударения с витком шнека в зависимости от параметров процесса. На основании проведенного анализа направления движения корнеплодов или угла отражения корнеплодов после их взаимодействия с витком шнека обоснованно основные пределы изменения конструктивно кинематических параметров очистителя вороха корнеплодов.

N. Dubchak

Research of process of co-operation of root crops with the coil of screw of purifier

In the article the results of theoretical researches of process of contact co-operation of root crops are resulted which move on-the-spot working branch of twig conveyer with the workings surfaces of screw which is located above a twig conveyer and transversal direction of motion his working branch. A mathematical model which characterizes the change of corner of reflection of root crops after their hitting with the coil of screw depending on the parameters of process is built. On the basis of the conducted analysis of direction of motion of root crops or corner reflection of root crops after their co-operating with the coil of screw grounded basic limits of change structurally of kinematics parameters of purifier of lots of root crops.

Одержано 12.10.12

УДК 361.632

О.М. Васильковський, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, Д.І. Петренко, канд. техн. наук, С.М. Мороз, канд. техн. наук, А.С. Кожанова, інж.
Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування параметрів аспірації відцентрового пневморешітного сепаратора зерна

Стаття присвячена вирішенню питання підвищення ефективності розділення зернових сумішей повітряним потоком. Авторами наведені результати експериментального дослідження аспірації відцентрового пневморешітного сепаратора зерна.

зерно, аспірація, повітряний канал, ротор, повітряне очищення, пневморешітний сепаратор

Очищення зернового вороху від домішок і розділення його на фракції – одна з основних операцій в післязбиральній обробці. Очищене і відсортоване зерно має відповідати встановленим стандартам. Для вирішення цих завдань було розроблено ряд способів розділення зернового вороху за допомогою: решіт, трієрів, повітряного потоку, електромагнітного поля, фотоелементів, пневматичних сортувальних столів тощо.

При виборі засобів розділення враховують використання різниці тих чи інших властивостей, на яких засновано принцип їх роботи. На решетах можливо розділити насіння тільки за розмірами (шириною і товщиною). Решітні зерноочисні машини, як правило, мають великі габарити. В електромагнітному полі добре відокремлюється шорстке насіння бур'янів. Фотоелементи застосовують лише при поділі насіння за кольором. В усіх цих принципах є один загальний недолік – використання лише одного критерію розділення і збільшення продуктивності лише за рахунок збільшення розмірів робочого органу.

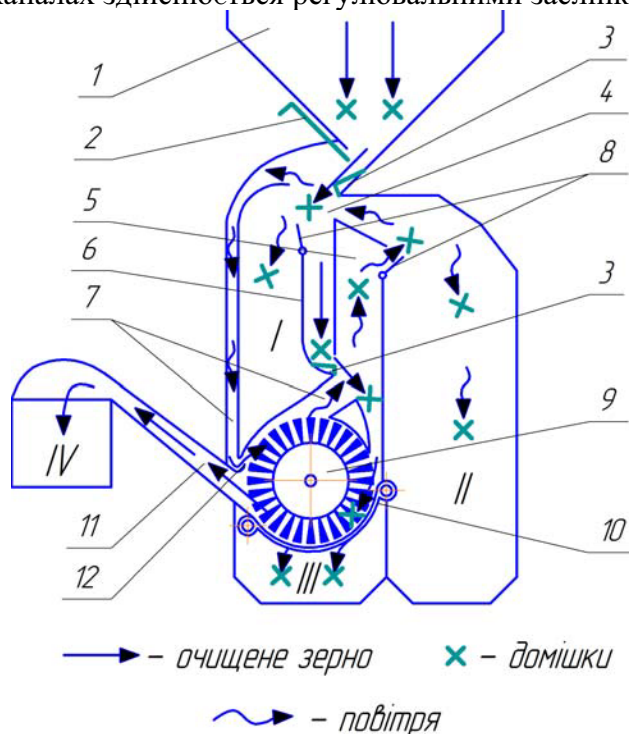
Застосовуючи комбіноване повітряно-решітне очищення насіння використовуються одночасно кілька критеріїв розділення, що дає змогу більш якісно і продуктивно очищати зерно від домішок.

На сьогоднішній день одним з найбільш ефективних сепараторів є створена на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету пневморешітна відцентрова машина (рис. 1) [1, 2], яка має в своїй конструкції багатофункціональний робочий орган – лопатевий ротор 9, що виконує функції вентилятора та прискорювача зерна.

Сепаратор складається з бункера 1, що має дозуючий пристрій 2, багатоструменевого ділильника 3, похилого пневмосепаруючого каналу (ПСК) 4 та вертикального ПСК 5, напрямника зернового матеріалу 6, повітропроводів 7, регулювальних заслінок 8, лопатевого ротора 9, підсівного решета 10, вивантажувального рукава 11, ежектора 12 та приймальних камер I і II – легких домішок, III – дрібних домішок, IV – очищеного зерна.

Технологічний процес роботи сепаратора наступний. Зерновий матеріал потрапляє з бункера 1 в похилий ПСК 4 першої аспірації, в якому відбувається виділення легких домішок в приймальну камеру I. Далі зерновий матеріал, що пройшов попередню обробку похилим повітряним потоком, напрямником 6 подається в

вертикальний ПСК другої аспірації 5. При цьому обмеження виносу повноцінного зерна у відходи в обох каналах здійснюється регулювальними заслінками 8.



- 1 – бункер; 2 – дозуючий пристрій; 3 – багатоструменевий ділильник; 4 – похилий ПСК;
5 – вертикальний ПСК; 6 – напрямник зернового матеріалу; 7 – повітропроводи; 8 – регулювальні заслінки; 9 – лопатевий ротор; 10 – решето; 11 – відвантажувальний рукав; 12 – ежектор;
I та II – приймальні камери легких домішок; III – приймальна камера дрібних домішок;
IV – приймальна камера очищеного зерна

Рисунок 1 – Схема повітряно-решітного сепаратора

Повітряний потік створюється щітками ротора 9 (рис. 1), який, окрім зазначеної функції, також захоплює очищений від легких домішок ворох, переміщує його по решету, вивантажує чисте зерно з машини, а також здійснює очищення робочих каналів решета від забивання.

Під час проходження зернового матеріалу по решету дрібні домішки просіваються крізь його отвори (канали) і потрапляють в приймальник дрібних домішок III. Повітряна сепарація має замкнений цикл циркуляції повітря для чого використовується ежектор 12, який дозволяє за рахунок різниці тисків спрямовувати відпрацьований повітряний потік в робочу зону ротора. Продуктивність сепаратора регулюється дозуючим пристроєм 2.

Перед введенням зернового матеріалу в ПСК встановлено пасивний багатоструменевий ділильник 3, який розділяє суцільний зерновий потік на декілька струменів і вводить в робочу зону каналу.

Ротор лабораторної експериментальної установки (рис. 2) приводиться в дію від електродвигуна через клинопасову передачу. Регулювання частоти обертання ротора здійснюється варіатором з діапазоном частот обертання $500\text{--}3000 \text{ хв}^{-1}$.

Решітна частина дослідної машини забезпечує питому продуктивність до 1500 кг/год і є достатньо вивченою. Найбільшу зацікавленість виявляє система аспірації машини, яка при високих питомих завантаженнях не забезпечує якісного видалення легких домішок, внаслідок невизначеності основних характеристик повітряного потоку та параметрів робочого органу, що його створює.

На підставі вказаного вище зазначимо, що актуальною задачею є визначення характеристик повітряного потоку у пневмоканалі в залежності від частоти обертання ротора, а також кількості лопаток на ньому та їх довжини.



Рисунок 2 – Загальний вигляд дослідних роторів

Дану серію дослідів проводили на лабораторній установці (рис. 3) в режимі холостого ходу, без подачі зернового матеріалу. Ширина каналу становила 100 мм, висота – 50 мм. Діаметр лопатевого ротора становив 240 мм.



Рисунок 3 – Загальний вигляд лабораторної установки

Частоту обертання ротора змінювали за допомогою варіатора і вимірювали тахометром ІО-30.

Вимірювання тиску на виході з вентилятора по ширині і висоті каналу здійснювали за допомогою диференційного мікроманометру ММН-240.

При зміні кожного параметру кількість повторностей дослідів дорівнювала трьом. Параметри сепаратора у кожному досліді були сталими.

При проведенні дослідів у кожній точці значення тиску вимірювались, заносились до таблиці і розраховувалась швидкість.

Результати експериментів наведені на рис. 4.

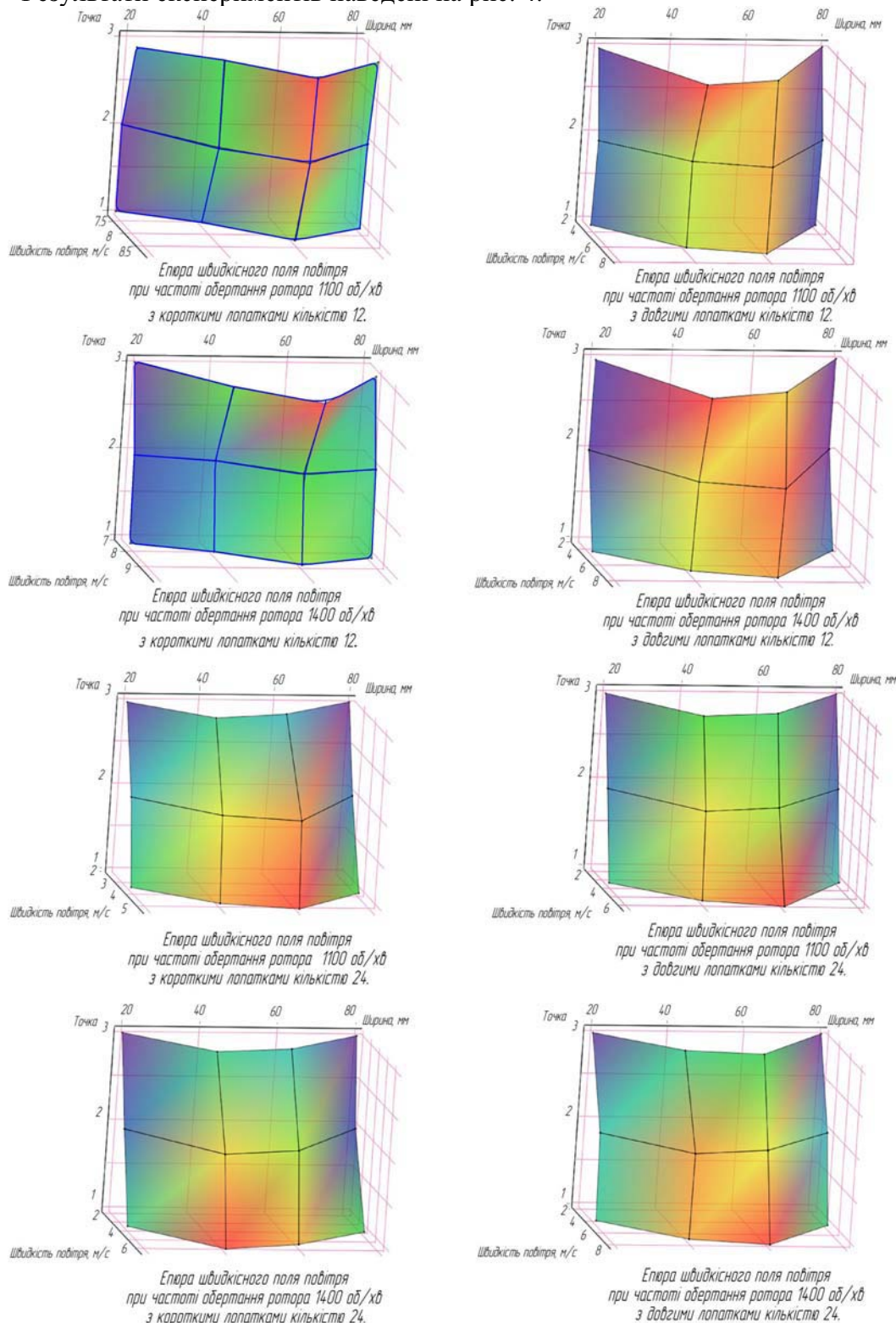


Рисунок 4 – Результати експериментальних досліджень впливу основних параметрів аспірації на швидкість повітряного потоку при виході з вентилятора

Аналізуючи отримані залежності слід зазначити, що швидкість повітря в каналі залежить від частоти обертання ротора, кількості лопаток ротора та їх довжини. Для досягнення рівномірного потоку повітря по всій ширині каналу та максимальної швидкості 8,5 м/с необхідно застосовувати наступні параметри ротора: частота обертання – 1400 хв^{-1} , кількість лопаток – 24, довжина лопаток – 45 мм.

Список літератури

1. Васильковский О.М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового решітного сепаратора зерна: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Васильковский Олександр Михайлович — Кіровоград, 2001. – 18 с.
2. Лещенко С.М. Обґрунтування параметрів пневмосепаруючої системи інерційного прямооточного сепаратора зерна: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Лещенко Сергій Миколайович — Кіровоград, 2010. – 20 с.

О. Васильковский, С. Лещенко, Д. Петренко, С. Мороз, А. Кожанова

Обґрунтування параметрів аспірації відцентрового пневморешітного сепаратора зерна

Статья посвящена решению вопроса повышения эффективности разделения зерновых смесей воздушным потоком. Авторами приведены результаты экспериментального исследования аспирации центробежного пневморешетного сепаратора зерна.

O. Vasilkovskiy, S. Leschenko, D. Petrenko, S. Moros, A. Kozhanova

Ground of parameters of aspiration of centrifugal пневморешітного separator of grain

Article is devoted to the solution a question of increase efficiency of division a grain mixes by an air stream. Authors gave results of a pilot study of an air system of a centrifugal separator of grain.

Одержано 10.10.12

УДК 631.312.32 (075)

В.О. Колбасін, доц., канд. техн. наук, Б.А. Волик, доц., канд. техн. наук

Дніпропетровський державний аграрний університет

В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Лабораторні дослідження полицевого робочого органа для використання в системі рекультивації ґрунту

В роботі розглянуто окремі аспекти механізації технічного етапу рекультивації порушених земель. Запропонована конструкція ґрунтообробного робочого органа, наведені основні положення методики розрахунку його конструктивних параметрів.

технічна рекультивація, полицевий робочий орган

Постановка проблеми. Рекультивація земель складається з двох етапів: гірничотехнічного та біологічного. Гірничотехнічний етап, або просто технічний,

Аналізуючи отримані залежності слід зазначити, що швидкість повітря в каналі залежить від частоти обертання ротора, кількості лопаток ротора та їх довжини. Для досягнення рівномірного потоку повітря по всій ширині каналу та максимальної швидкості 8,5 м/с необхідно застосовувати наступні параметри ротора: частота обертання – 1400 хв^{-1} , кількість лопаток – 24, довжина лопаток – 45 мм.

Список літератури

1. Васильковский О.М. Розробка конструкції та обґрунтування параметрів відцентрового решітного сепаратора зерна: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Васильковский Олександр Михайлович — Кіровоград, 2001. – 18 с.
2. Лещенко С.М. Обґрунтування параметрів пневмосепаруючої системи інерційного прямоочного сепаратора зерна: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.11 «Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва» / Лещенко Сергій Миколайович — Кіровоград, 2010. – 20 с.

О. Васильковский, С. Лещенко, Д. Петренко, С. Мороз, А. Кожанова

Обґрунтування параметрів аспірації відцентрового пневморешітного сепаратора зерна

Стаття посвячена решению вопроса повышения эффективности разделения зерновых смесей воздушным потоком. Авторами приведены результаты экспериментального исследования аспирации центробежного пневморешетного сепаратора зерна.

O. Vasilkovskiy, S. Leschenko, D. Petrenko, S. Moros, A. Kozhanova

Ground of parameters of aspiration of centrifugal пневморешітного separator of grain

Article is devoted to the solution a question of increase efficiency of division a grain mixes by an air stream. Authors gave results of a pilot study of an air system of a centrifugal separator of grain.

Одержано 10.10.12

УДК 631.312.32 (075)

В.О. Колбасін, доц., канд. техн. наук, Б.А. Волик, доц., канд. техн. наук

Дніпропетровський державний аграрний університет

В.О. Дубовик, доц., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Лабораторні дослідження полицевого робочого органа для використання в системі рекультивації ґрунту

В роботі розглянуто окремі аспекти механізації технічного етапу рекультивації порушених земель. Запропонована конструкція ґрунтообробного робочого органа, наведені основні положення методики розрахунку його конструктивних параметрів.

технічна рекультивація, полицевий робочий орган

Постановка проблеми. Рекультивація земель складається з двох етапів: гірничотехнічного та біологічного. Гірничотехнічний етап, або просто технічний,

передбачає зняття та складування родючого шару ґрунту, планування поверхні, формування схилів, спорудження шляхів, гірничотехнічних і меліоративних споруд, а також покриття спланованої території родючим шаром ґрунту. Біологічний стан рекультивації включає комплекс агротехнічних і фітомеліоративних заходів, спрямованих на відновлення ландшафтів і відтворення родючості земель для використання їх у сільському чи лісовому господарстві.

Специфіка утворення родючого шару полягає в тому, що він тонкий і вкладається на основу, яка принципово відрізняється за механіко-технологічними та іншими властивостями. Тому використання традиційної ґрунтообробної техніки ускладнене. Для виконання технічного етапу необхідно мати систему спеціальних ґрунтообробних машин.

Для формування структури ґрунту необхідне його розпушення, в тому числі і з оборотом шару. Для останнього випадку підходить полицевий обробіток. Але використання традиційного плуга пов'язане з рядом проблем. Глибина оранки не може бути взята довільною – треба виконувати співвідношення $k = b/a \geq 1,27$, що для малих глибин виконати технічно не можливо. До того ж шар ґрунту відносно пухкий і польова дошка втрачає свою ефективність, що призводить до втрати стабільності ходу. Таким чином, існує проблема створення плуга спеціальної конструкції, в якому максимально урівноважені поперечні складові тягового опору.

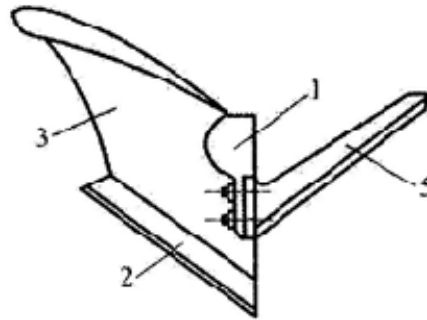
Аналіз досліджень і публікацій. На півдні України на початку ХХ століття для неглибокої оранки і одночасного посіву під пласт знайшли широке розповсюдження так звані плуги-букери. Особливість їх конструкції полягла в прямолінійності полиці, тобто кут постановки утворюючої її поверхні до стінки борозни був постійний. Як наслідок, механізм обертання шару ґрунту був інший ніж у традиційного плуга, що дозволяло не враховувати співвідношення $k \geq 1,27$ і відмовитись від польової дошки. Букер підрізав бур'ян, створював на поверхні сипкий шар, який перешкоджав швидкому випаровуванню вологи з ґрунту, що дуже важливо для посушливих місцевостей, широко застосовувався для очистки парів від бур'янів. Така конструкція та особливості експлуатації роблять його перспективним для використання при рекультивації.

Слід відмітити, що букер використовувався на малих швидкостях (кінна тяга) і тому відмова від польової дошки була виправданою. Але зі збільшенням швидкості і ширини захвату проблема компенсації поперечної складової знову стає актуальною.

Наявність поперечної складової обумовлена двома факторами: несиметричністю робочих органів та ступінчастістю їх розміщення для того, щоб передній корпус відкривав борозну для переміщення у ній шару ґрунту заднім корпусом. Ці конструктивні особливості зумовлюють необхідність обладнання корпусів польовими дошками, які впираючись у стінку борозни, утворюють сили тертя, що становлять до 1/3 загального тягового опору плуга [1]. В нашому випадку враховуючи неконсолідований стан ґрунту розміри польової дошки повинні бути збільшені, що автоматично підвищує тяговий опір.

З огляду досліджень нами встановлено, що більшість авторів схилиються до двох варіантів компенсації поперечної складової:

- введенням додаткових ріжучих елементів, реакція яких спрямована в протилежний бік, наприклад, плоскорізної лапи (рис.1, [2]);
- перерозподілом напрямку діючих сил, шляхом зміни кутів постановки ріжучих елементів (рис. 2, [3]).



1 – стояк; 2 – леміш; 3 – полиця; 5 – плоскорізна лапа

Рисунок 1 – Корпус плуга, оснащений плоскорізною лапою

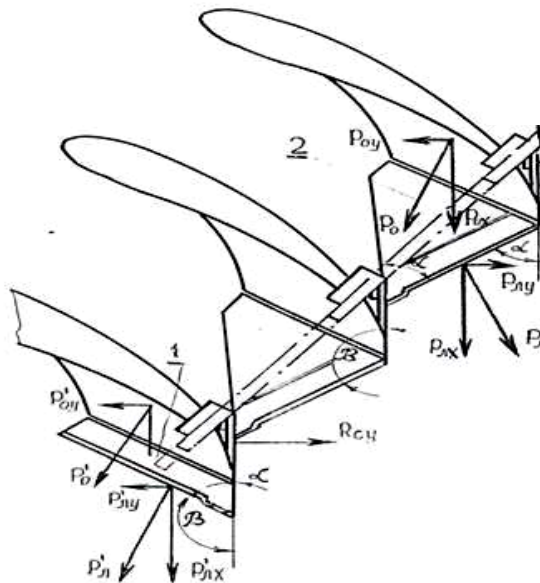


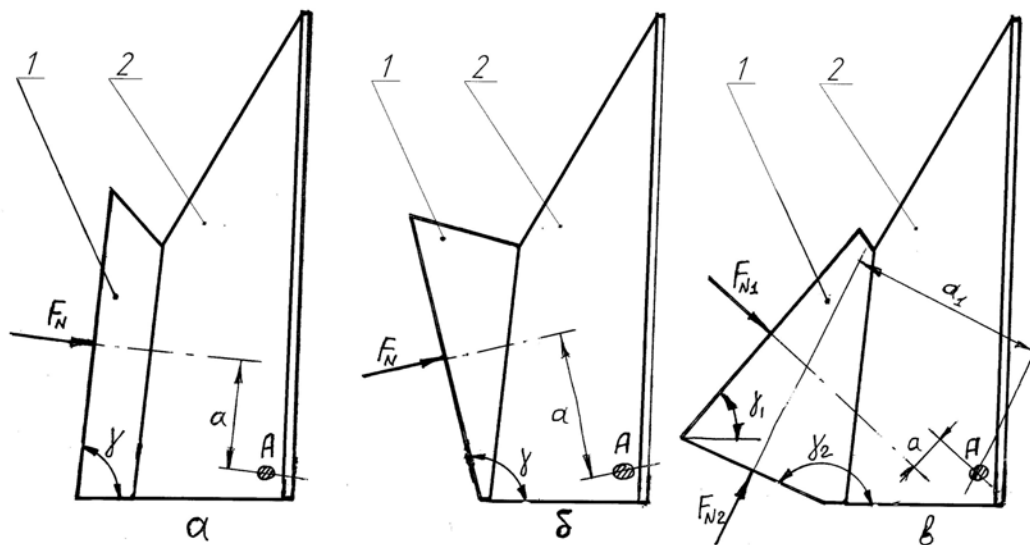
Рисунок 2 – Компенсація поперечної складової тягового опору шляхом встановлення леза леміша під від'ємним кутом до напрямку руху

Наявність плоскорізної лапи в першому конструктивному рішенні буде ефективним для плугів традиційної конструкції, бо компенсує дію бокової складової за рахунок збільшення загального тягового опору корпусу. Але враховуючі те, що наступний корпус буде йти по сліду цієї лапи і його тяговий опір зменшиться в загальному випадку можна отримати позитивний ефект. В нашому випадку, коли ґрунт ще неконсолідований ефект практично відчуватись не буде.

Друге рішення бачиться нами як більш перспективне, але воно не має достатнього аналітичного та експериментального обґрунтування.

Мета досліджень – обґрунтування конструкції полицевого робочого органу для роботи з тонким шаром неконсолідованого ґрунту.

Основний матеріал досліджень. Для досліджень нами обрані наступні три варіанти плуга з прямолінійними полицями: з лемешем традиційної конструкції (рис.3,а), класичний букер (рис. 3,б) та леміш з від'ємним кутом постановки леза до напрямку руху (рис. 3,в).



1 – леміш; 2 – полиця

Рисунок 3 – Плуг з прямолінійними полицями

Аналіз наведених схем показує, що утворюваний нормальною складовою сили різання F_N момент відносно точки кріплення А в перших двох випадках діє за часовою стрілкою, в останньому – проти. Це дозволяє стверджувати, що загальна величина поперечно діючих сил в випадку, представленою на рис. 3, в буде зменшеною. Останнє положення перевірено нами в ході лабораторних досліджень.

Лабораторні дослідження виконані на ґрунтовому каналі традиційної конструкції, тобто – ґрунтовий лоток (2400x400x500) плюс візок з механізмом приводу. Відмінність полягає в тому, що ділянка в центральній частині ґрунтового лотка виконана з прозорого скла, що надає можливість візуально відстежувати процеси, що відбуваються нижче рівня денної поверхні.

Механізм приводу візка (табл.1) дозволяє перекривати весь діапазон швидкостей, при яких робочий орган експлуатується в умовах рядової експлуатації.

На візок навішувався стояк з моделлю робочого органа, виконаною у масштабі 1:2,5. Кріплення стояка дозволяє змінювати глибину робочого ходу.

В процесі дослідження заміряється співвідношення повздовжньої і поперечної складової тягового опору для різних значень вихідних параметрів.

Повздовжню складову сили опору заміряли за допомогою динамометра, який навішували на причіпний пристрій візка. Спочатку заміряли силу тяги в неробочому режимі, а потім в робочому. Різниця приймалась у якості повздовжньої складової сили тяги.

Таблиця 1 – Технічна характеристика механізму приводу візка

Частота обертання двигуна, хв. ⁻¹	Число зубців зірочок		Передаточне число	Діаметр барабану, мм	Швидкість руху візка	
	веденої	ведучої			м/с	км/год
980	32	13	0,406	80	1,67	6,01
		18	0,563		2,31	8,32
		22	0,688		2,82	10,15

Поперечна складову сили опору є найбільш дестабілізуючим елементом в роботі плуга. Визначення цієї складової виконували за наступною схемою (рис. 4.).

Верхній кінець стояка моделі робочого органу 2 за допомогою шарніра 6 з можливістю поперечного відхилення закріплювався до рами 5 візка ґрунтового каналу 1. В центральній частині стояк фіксується у вертикальному положенні двома пружинами 3. В процесі руху під дією опору оброблюваного середовища виникає поперечна складова, що стискає та розтискає пружини. Як наслідок, стояк отримує відхилення.

Діючу силу відраховували наступним чином.

До стояка закріплено оптичний квантовий генератор (ОКГ) 4, відхилення променя 8 якого фіксували на міліметровій шкалі 7, яка була закріплена на стелі лабораторії. Шкала 7 попередньо була відтарована за допомогою динамометра.

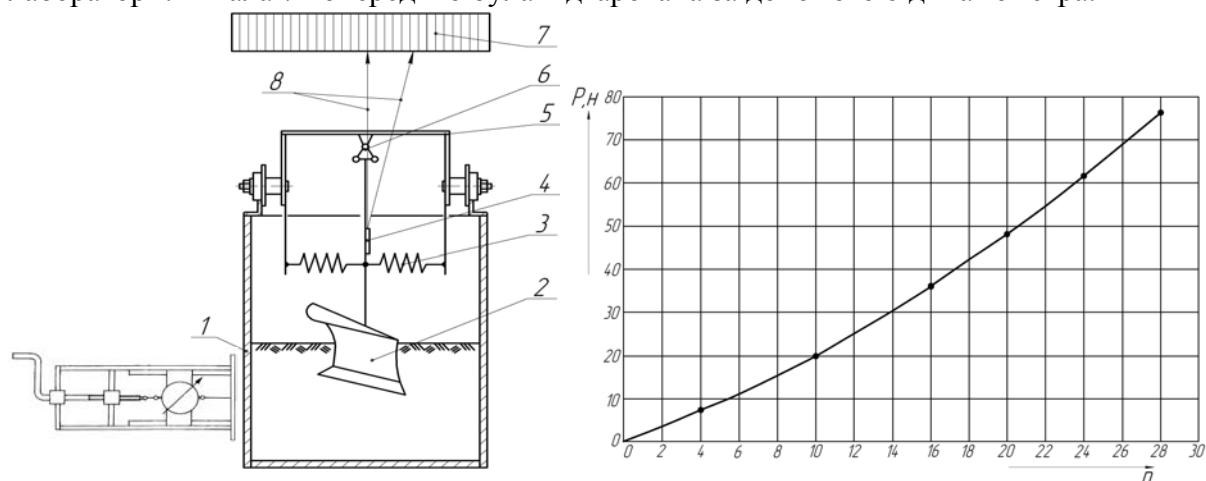


Рисунок 4 – Схема лабораторної установки для визначення поперечної складової сили опору та графік тарування шкали

Ґрунтове середовище моделювалось у відповідності до рекомендацій В.І.Баловнєва [6]. Результати досліджень представлені нами в табл. 2. Повторність експериментів була трикратною.

Основна увага була приділена дослідженню конструкції з від'ємним кутом атаки леміша. В ході попередніх досліджень, були аргументовані наступні конструктивні параметри:

1. Малий кут постановки лемеша до дна борозни $\alpha = 5 \dots 8^\circ$.
2. Кут постановки лемеша до стінки борозни 63° обраний з урахуванням мінімізації бокової складової загального опору корпусу.
3. Полиця плоскої форми. Якщо провести аналогію з полицею звичайного плуга:
 - утворююча полиці є пряма лінія з постійним кутом $\delta = 43^\circ$ до стінки борозни;
 - направляюча утворюючої теж пряма лінія з постійним кутом $\beta = 65^\circ$ до дна борозни.
4. Польова дошка відсутня.
5. Ширина захвату одного корпусу $b = 25$ см.

Таблиця 2 – Результати експериментального визначення співвідношення складових тягового опору

Схема варіанту, рис.	γ , град	γ_1 , град	γ_2 , град	Загальний тяговий опір (P), Н	Поперечна складова (Pп), Н	$\frac{P_{\text{п}}}{P}$, %
3,а	43	-	-	436	130	29,8

Продовження таблиці - 2

3,б	105	-	-	418	101	24,2
3,в	-	45	135	407	78	19,2

Висновки.

Конструкція полицевого робочого органу з від'ємним кутом атаки леміша є перспективною з точки зору використання в системі рекультивациі ґрунту. Конструкція забезпечує зменшення поперечної складової тягового опору, що в кінцевому випадку робить роботу машини більш стабільною. Зменшення поперечної складової призводить також до зменшення загального тягового опору за рахунок зменшення сил тертя ґрунту по його поверхням.

Список літератури

1. Синеоков Г.Н. Теория и расчёт почвообрабатывающих машин / Синеоков Г.Н., Панов И.М. – М. : Машиностроение, 1977. – 328 с.
2. Шмат С.І. Аналіз можливостей зменшення енергоємності оранки плугом/ С.І.Шмат, К.Д.Матвеев, П.Г.Лузан, Ю.В.Мачок //Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 33. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 277-280.
3. Рыжих Н.Е. Совершенствование пахотного агрегата /Н.Е.Рыжих// Политематический сетевой электронный журнал Кубанского государственного аграрного университета №6(8), 2004. - <http://ej.kubagro.ru/2004/06/05/>
4. Панченко А.Н. Аналитический метод определения тяговых сопротивлений почвообрабатывающих и землеройных машин и оценка их эффективности для энергосберегающих технологий: Учебное пособие /А.Н.Панченко// Днепрпетр. гос. агр. ун-т. – Днепрпетровск, 1995. – 96с.
5. Панченко А.Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / А.Н. Панченко// Днепрпетр. гос. агр. ун-т.- Днепрпетровск, 1999. – 140с.
6. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожностроительных машин. – М.: Машиностроение, 1974. – 232с.

В. Колбасин, Б. Волик, В. Дубовик

Лабораторные исследования рабочего органа для использования в системе рекультивации почвы

В работе рассмотрены отдельные аспекты механизации технического этапа рекультивации почв. Предложена конструкция рабочего органа, приведены основные положения методики расчета его конструктивных параметров.

V. Kolbasin, B. Volik, V. Dubovik

Laboratory studies moldboard working body for use in land reclamation

Some mechanization aspects of technical stage of damaged soil recultivation are considered in this article. The construction of soil cultivation working organ is proposed. The basic statements of cultivation method of its structural parameters are given.

Одержано 25.09.12

УДК 631.364:633.85

О.М. Леженкін, доц., д-р техн. наук, С.В.Головін, інж.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Визначення узагальнених сил діючих на обчісуючий модуль для збирання рицини

У статті наводиться методика визначення узагальнених сил діючих на обчісуючий модуль для збирання рицини.

узагальнені сили, узагальнені координати, диференційні рівняння, обчісуючий модуль, збирання рицини

Постановка проблеми. Як відомо, рицина є дуже важливою культурою у народному господарстві України. Але її виробництво стримується недостатністю технічних засобів збирання врожаю. З метою вирішення цієї проблеми був розроблений модуль для збирання рицини методом обчісування на корені [1, 2, 3].

Втрати насіння не обчісуванням залежать від стійкості руху модулю. Для обґрунтування стійкого руху модулю необхідно дослідити його динаміку.

Однією із складових частин дослідження динаміки руху є визначення узагальнених сил.

Аналіз публікацій. Основи динаміки руху причіпних сільськогосподарських машин та знарядь закладені П.М.Василенко [4]. Продовження цього наукового напрямку знайшло відображення у роботах А.В.Гячева [5, 6].

Але в цих роботах досліджується динаміка руху причіпних ґрунтообробних знарядь та транспортних засобів. Динаміка причіпних зернозбиральних агрегатів розглянута в роботі [7]. Для напівнавісних знарядь, до яких належить обчісуючий модуль, питання динаміки не розглянуті.

Постановка завдання. Визначити узагальнені сили, які діють на збиральний обчісуючий модуль.

Основна частина. Збиральний агрегат складається з обчісуючого модулю 2 навішеного на колісний трактор 1 (рисунок 1) [8].

Збиральний агрегат у відносному русі має два ступеня вільності, і тому його положення визначається двома узагальненими координатами.

Переміщення центру мас трактора вздовж вісі O_1X_1 визначиться узагальненою координатою X_{C1} . Поворот навколо вісі, яка проходить крізь центр мас трактору визначається узагальненою координатою φ . Розрахункову схему збирального модулю наведено на рисунку 2.

Визначаємо узагальнені сили Q_1 і Q_2 , що відповідають узагальненим координатам X_{C1} та φ .

Як відомо, узагальнена сила – це коефіцієнт у виразі елементарної роботи усіх сил на можливому переміщенні системи, яка відповідає елементарному приросту тільки однієї узагальненої координати [9].

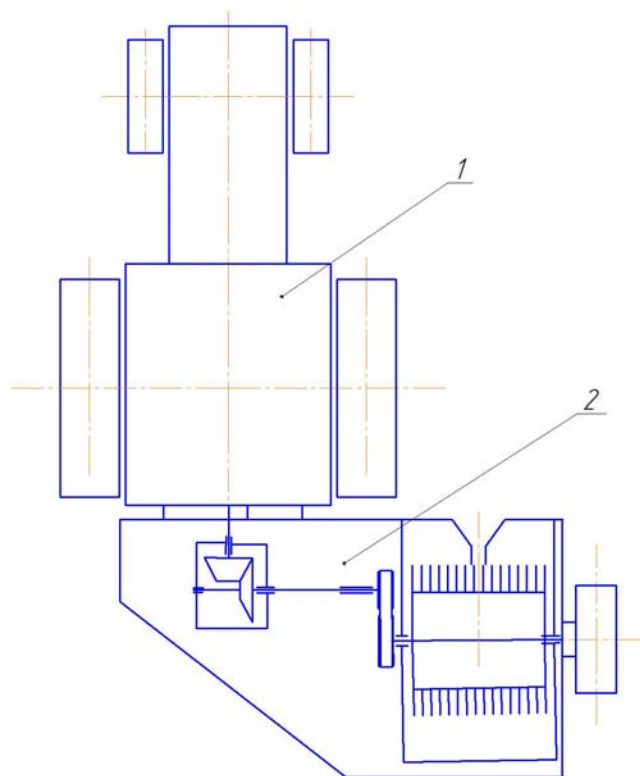


Рисунок 1 - Технологічна схема агрегату для збирання ріпичи методом обчисування

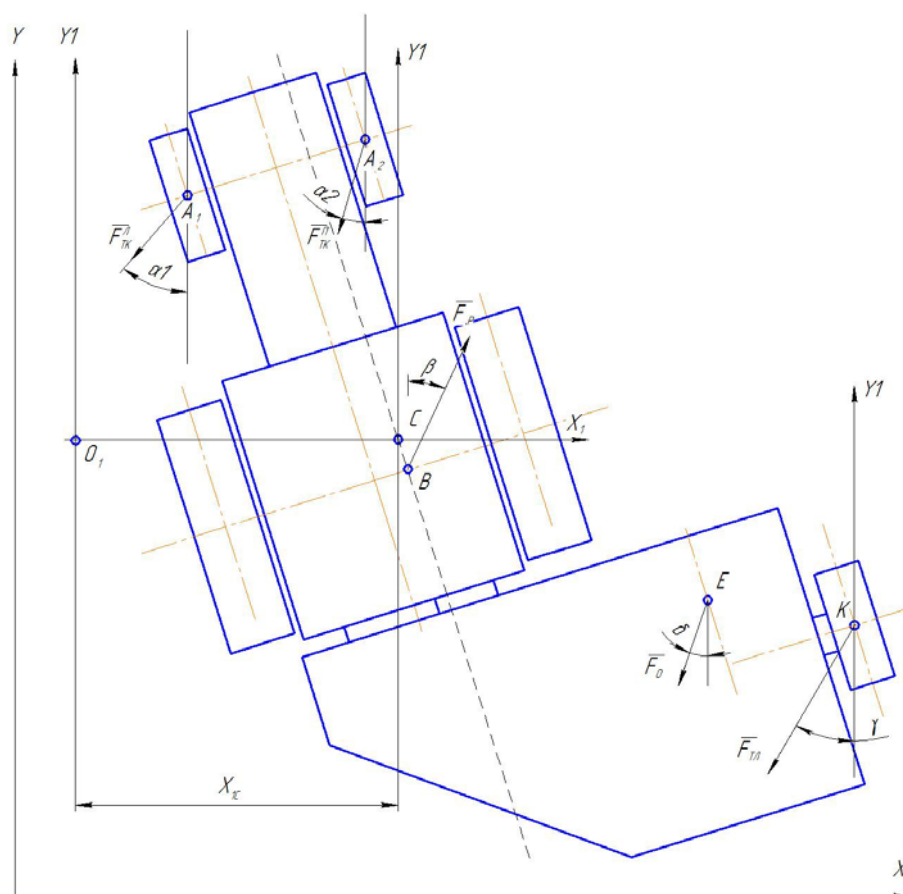


Рисунок 2 - Розрахункова схема збирального агрегату

Тобто, узагальнена сила дорівнює:

$$Q_i = \frac{\sum \delta A_K}{\delta q_i}, \quad (1)$$

де $\sum \delta A_K$ - повна елементарна робота прикладених на механічну систему сил;

δq_i - елементарний приріст узагальненої координати.

Таким чином, визначення узагальнених сил зводиться до обчислення елементарної роботи прикладених сил на можливих переміщеннях точок системи.

На збиральний модуль діють наступні сили (рис.2):

$\overline{F_{TK}^L}$ і $\overline{F_{TK}^P}$ - сили тертя лівого та правого передніх коліс трактора;

$\overline{F_P}$ - головний вектор рушійних сил задніх коліс трактора;

$\overline{F_O}$ - головний вектор сил опору обчисуванню рослин;

$\overline{F_{TL}}$ - сила тертя опорної лижи.

Для визначення узагальненої сили Q_1 перенесемо збиральний агрегат на відстань δX_{C1} вбік зростання координати С і підрахуємо суму елементарних робіт сил, що діють на агрегат:

$$\sum \delta A_{X_{1C}} = \delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^L}) + \delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^P}) + \delta A_{X_C}(\overline{F_P}) + \delta A_{X_C}(\overline{F_O}) + \delta A_{X_C}(\overline{F_{TL}}), \quad (2)$$

де $\delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^L})$ - елементарна робота сили тертя лівого колеса трактора при зміщенні його центру мас на відстань δX_C ;

$\delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^P})$ - елементарна робота сили тертя правого колеса трактора при зміщенні його центру мас на відстань δX_C ;

$\delta A_{X_C}(\overline{F_P})$ - елементарна робота головного вектору рушійних сил задніх коліс трактора при зміщенні його центру мас на відстань δX_C ;

$\delta A_{X_C}(\overline{F_O})$ - елементарна робота головного вектору сил опору обчисуванню при зміщенні його центру мас на відстань δX_C ;

$\delta A_{X_C}(\overline{F_{TL}})$ - елементарна робота головного вектору сили тертя опорної лижи при зміщенні його центру мас на відстань δX_C .

Знаходимо елементарні роботи сил тертя лівого та правого передніх коліс трактора.

$$\begin{aligned} \delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^L}) &= -\overline{F_{TK}^L} \cdot \sin \alpha_1 \cdot \delta X_{1C} \\ \delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^P}) &= -\overline{F_{TK}^P} \cdot \sin \alpha_2 \cdot \delta X_{1C} \end{aligned} \quad (3)$$

де α_1 і α_2 - кути між векторами сил тертя лівого і правого коліс трактора та віссю Y_1 . Враховуючи, що кути α_1 і α_2 малі приймаємо $\sin \alpha_1 \approx \alpha_1$, $\sin \alpha_2 \approx \alpha_2$.

тоді:

$$\begin{aligned} \delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^L}) &= -\overline{F_{TK}^L} \cdot \alpha_1 \cdot \delta X_{1C} \\ \delta A_{X_C}(\overline{F_{TK}^P}) &= -\overline{F_{TK}^P} \cdot \alpha_2 \cdot \delta X_{1C} \end{aligned} \quad (4)$$

Визначаємо елементарну роботу головного вектору рушійної сили задніх коліс трактора, при зміщенні його центру мас на відстань δX_{C1} .

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_P}) = \overline{F_P} \cdot \sin \beta \cdot \delta X_{1c}. \quad (5)$$

Враховуючи, що $\overline{F_P} = \overline{F_{TK}^I} + \overline{F_{TK}^{II}} + \overline{F_O} + \overline{F_{TL}}$

тоді:

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_P}) = (\overline{F_{TK}^I} + \overline{F_{TK}^{II}} + \overline{F_O} + \overline{F_{TL}}) \cdot \sin \beta \cdot \delta X_{1c}, \quad (6)$$

де β – кут між головним вектором рушійних сил і віссю Y_1 . Так як кут β малий, прийmemo $\sin \beta \approx \beta$.

Остаточно :

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_P}) = (\overline{F_{TK}^I} + \overline{F_{TK}^{II}} + \overline{F_O} + \overline{F_{TL}}) \cdot \beta \cdot \delta X_{1c}. \quad (7)$$

Елементарна робота головного вектору сил опору обчислюванню при зміщенні центру мас трактора на відстань δX_{c1} буде дорівнювати:

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_O}) = -\overline{F_O} \cdot \sin \delta \cdot \delta X_{1c}, \quad (8)$$

де δ – кут між головним вектором сил опору обчислюванню та віссю Y_1 , прийmemo, що $\sin \delta \approx \delta$.

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_O}) = -\overline{F_O} \cdot \delta \cdot \delta X_{1c}. \quad (9)$$

Знаходимо елементарну роботу сили тертя опорної лижи обчислюючого модулю при переміщенні центру мас трактора на відстань δX_{c1} .

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_{TL}}) = -\overline{F_{TL}} \cdot \sin \gamma \cdot \delta X_{1c}, \quad (10)$$

де γ – кут між кетом ромом сили тертя опорної лижи обчислюючого модулю та віссю Y_1 . Приймемо, що $\sin \gamma \approx \gamma$.

$$\delta A_{X_c}(\overline{F_{TL}}) = -\overline{F_{TL}} \cdot \gamma \cdot \delta X_{1c}. \quad (11)$$

Сума елементарних робіт діючих сил при переміщенні центру мас трактора на відстань δX_{c1} .

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{X_c} = & -\overline{F_{TK}^I} \cdot \alpha_1 \cdot \delta X_{1c} - \overline{F_{TK}^{II}} \cdot \alpha_2 \cdot \delta X_{1c} + \overline{F_{TK}^I} \cdot \beta \cdot \delta X_{1c} + \\ & + \overline{F_{TK}^{II}} \cdot \beta \cdot \delta X_{1c} + \overline{F_O} \cdot \beta \cdot \delta X_{1c} + \overline{F_{TL}} \cdot \beta \cdot \delta X_{1c} - \overline{F_O} \cdot \delta \cdot \delta X_{1c} - \\ & - \overline{F_{TL}} \cdot \gamma \cdot \delta X_{1c} \end{aligned} \quad (12)$$

З виразу (1) визначаємо узагальнену силу Q_1 :

$$Q_1 = -\overline{F_{TK}^I} \cdot \alpha_1 - \overline{F_{TK}^{II}} \cdot \alpha_2 + \overline{F_{TK}^I} \cdot \beta + \overline{F_{TK}^{II}} \cdot \beta + \overline{F_O} \cdot \beta + \overline{F_{TL}} \cdot \beta - \overline{F_O} \cdot \delta - \overline{F_{TL}} \cdot \gamma \quad (13)$$

Для збирального агрегату сума елементарних робіт усіх діючих сил при повороті трактора на елементарний кут $\delta \varphi$ визначиться із співвідношення:

$$\sum \delta A_\varphi = \delta A_\varphi(\overline{F_{TK}^I}) + \delta A_\varphi(\overline{F_{TK}^{II}}) + \delta A_\varphi(\overline{F_P}) + \delta A_\varphi(\overline{F_O}) + \delta A_\varphi(\overline{F_{TL}}). \quad (14)$$

де $\delta A_\varphi(\overline{F_{TK}^I})$ – елементарна робота сили тертя лівого колеса трактора при повороті його на кут $\delta \varphi$;

$\delta A_\varphi(\overline{F_{TK}^{II}})$ – елементарна робота сили тертя правого колеса трактора при повороті його на кут $\delta \varphi$;

$\delta A_\varphi(\overline{F_P})$ – елементарна робота головного вектору рушійних сил задніх коліс трактора при повороті його на кут $\delta \varphi$;

$\delta A_\varphi(\overline{F_O})$ – елементарна робота головного вектору сил опору обчислюванню при повороті його на кут $\delta \varphi$;

$\delta A_\varphi(\overline{F_{TL}})$ – елементарна робота головного вектору сили тертя опорної лижи обчислюючого модулю при повороті його на кут $\delta \varphi$.

Визначаємо елементарну роботу кожної сили окремо:

$$\delta A_{\varphi}(\overline{F_{TK}^L}) = \overline{F_{TK}^L} \cdot CK \cdot \sin(\alpha_1 + \varphi) \cdot \delta\varphi, \quad (15)$$

де CK – відстань від центру мас агрегату до передньої вісі трактора.

Згідно [10] $\sin(\alpha_1 + \varphi) = \sin\alpha_1 \cdot \cos\varphi + \cos\alpha_1 \cdot \sin\varphi$.

Враховуючи, що кути α_1 і φ малі, можемо прийняти $\sin\alpha_1 \approx \alpha_1$, $\cos\varphi \approx 1$, $\sin\varphi \approx \varphi$, $\cos\alpha_1 \approx 1$. Тоді:

$$\delta A_{\varphi}(\overline{F_{TK}^L}) = (\overline{F_{TK}^L} \cdot \alpha_1 + \overline{F_{TK}^L} \cdot \varphi) \cdot CK \cdot \delta\varphi. \quad (16)$$

Аналогічно:

$$\delta A_{\varphi}(\overline{F_{TK}^P}) = (\overline{F_{TK}^P} \cdot \alpha_1 + \overline{F_{TK}^P} \cdot \varphi) \cdot CK \cdot \delta\varphi. \quad (17)$$

Елементарна робота рушійної сили задніх коліс трактора при повороті його на кут $\delta\varphi$ визначиться із співвідношення:

$$\begin{aligned} \delta A_{\varphi}(\overline{F_P}) &= \overline{F_P} \cdot \sin(\beta + \varphi) \cdot CB \cdot \delta\varphi = \\ &= (\overline{F_P} \cdot \beta + \overline{F_P} \cdot \varphi) \cdot CB \cdot \delta\varphi \end{aligned} \quad (18)$$

Як було сказано раніше $\overline{F_P} = \overline{F_{TK}^L} + \overline{F_{TK}^P} + \overline{F_O} + \overline{F_{TL}}$

Підставляємо значення $\overline{F_P}$ у співвідношення (18):

$$\delta A_{\varphi}(\overline{F_P}) = (\overline{F_{TK}^L} \cdot \beta + \overline{F_{TK}^P} \cdot \beta + \overline{F_O} \cdot \beta + \overline{F_{TL}} \cdot \beta + \overline{F_{TK}^L} \cdot \varphi + \overline{F_{TK}^P} \cdot \varphi + \overline{F_O} \cdot \varphi + \overline{F_{TL}} \cdot \varphi) \cdot CB \cdot \delta\varphi \quad (19)$$

де CB – відстань від центру мас агрегату до задньої вісі трактора.

Знаходимо елементарні роботи головного вектору сил опору обчислюванню та сили тертя опорної лижи при повороті трактора на кут $\delta\varphi$.

$$\begin{aligned} \delta A_{\varphi}(\overline{F_O}) &= -\overline{F_O} \cdot \sin(\delta + \varphi) \cdot CL \cdot \delta\varphi \\ \delta A_{\varphi}(\overline{F_{TL}}) &= -\overline{F_{TL}} \cdot \sin(\gamma + \varphi) \cdot CN \cdot \delta\varphi \end{aligned} \quad (20)$$

де CL – відстань від центру мас агрегату до точки прикладення головного вектору сил опору обчислюванню;

CN – відстань від центру мас агрегату до точки прикладення вектору сили тертя лижи.

$$\begin{aligned} \delta A_{\varphi}(\overline{F_O}) &= [-\overline{F_O} \cdot \delta \cdot CL - \overline{F_O} \cdot \varphi \cdot CL] \cdot \delta\varphi \\ \delta A_{\varphi}(\overline{F_{TL}}) &= [-\overline{F_{TL}} \cdot \gamma \cdot CN - \overline{F_{TL}} \cdot \varphi \cdot CN] \cdot \delta\varphi \end{aligned} \quad (21)$$

Для спрощення виразів [16, 17, 18, 19, 20, 21] введемо позначення $CK = k$, $CB = m$, $CL = l$, $CN = n$. З урахуванням позначень сума елементарних робіт діючих на обчислюючий модуль сил, при його повороті на кут $\delta\varphi$ визначиться із співвідношення:

$$\begin{aligned} \sum \delta A_{\varphi} &= \overline{F_{TK}^L} \cdot \alpha_1 \cdot k \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TK}^L} \cdot \varphi \cdot k \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TK}^P} \cdot \alpha_1 \cdot k \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TK}^P} \cdot \varphi \cdot k \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TK}^L} \cdot \beta \cdot m \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TK}^P} \cdot \beta \cdot m \cdot \delta\varphi + \overline{F_O} \cdot \beta \cdot m \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TL}} \cdot \beta \cdot m \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TK}^L} \cdot \varphi \cdot m \cdot \delta\varphi + \\ &+ \overline{F_{TK}^P} \cdot \varphi \cdot m \cdot \delta\varphi + \overline{F_O} \cdot \varphi \cdot m \cdot \delta\varphi + \overline{F_{TL}} \cdot \varphi \cdot m \cdot \delta\varphi - \overline{F_O} \cdot \delta \cdot l \cdot \delta\varphi - \overline{F_O} \cdot \varphi \cdot l \cdot \delta\varphi - \\ &- \overline{F_{TL}} \cdot \gamma \cdot n \cdot \delta\varphi - \overline{F_{TL}} \cdot \varphi \cdot n \cdot \delta\varphi \end{aligned} \quad (22)$$

Знаходимо узагальнену силу Q_2 :

$$\begin{aligned} Q_2 &= \overline{F_{TK}^L} \cdot \alpha_1 \cdot k + \overline{F_{TK}^L} \cdot \varphi \cdot k + \overline{F_{TK}^P} \cdot \alpha_1 \cdot k + \overline{F_{TK}^P} \cdot \varphi \cdot k + \\ &+ \overline{F_{TK}^L} \cdot \beta \cdot m + \overline{F_{TK}^P} \cdot \beta \cdot m + \overline{F_O} \cdot \beta \cdot m + \overline{F_{TL}} \cdot \beta \cdot m + \overline{F_{TK}^L} \cdot \varphi \cdot m + \\ &+ \overline{F_{TK}^P} \cdot \varphi \cdot m + \overline{F_O} \cdot \varphi \cdot m + \overline{F_{TL}} \cdot \varphi \cdot m - \overline{F_O} \cdot \delta \cdot l - \overline{F_O} \cdot \varphi \cdot l - \\ &- \overline{F_{TL}} \cdot \gamma \cdot n - \overline{F_{TL}} \cdot \varphi \cdot n. \end{aligned} \quad (23)$$

Висновок. 1. Встановлено, що положення збирального агрегату у відносному русі визначають дві узагальнені координати X_{1c} – зміщення центру мас агрегату вздовж вісі X_1 та кут φ – кут повороту агрегату навколо вертикальної вісі, яка проходить крізь

центр мас агрегату.

2. Визначено, що на збиральний агрегат діють наступні сили: сила тертя лівого $\overline{F_{ТЛ}}$ та правого $\overline{F_{ТП}}$ коліс трактора, головний вектор рушійних сил задніх коліс трактора $\overline{F_P}$, головний вектор сил опору обчисуванню $\overline{F_O}$, сила тертя опорної лижи обчисуючого модулю $\overline{F_{ТЛ}}$.

3. Встановлено загальний вид залежностей для визначення узагальнених сил Q_1 та Q_2 вирази [13] та [23].

Список літератури

1. Пат. 37775 Україна, МПК⁷ A01D41/08, A01D45/30. Пристрій для збирання рицини / В.А.Дідур, В.Т.Надикто, О.М.Леженкін, С.В.Головін (Україна). – u200808162; заявл.17.06.2008; опубл. 10.12.2008, Бюл. №23.
2. Пат.50849 Україна МКИ⁷ A01D41/08 A01D45/30 Пристрій для збирання рицини / С.В.Головін, О.М.Леженкін, В.А.Дідур, ТДАТУ // Промислова власність. – u200913555; заявл. 25.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл.№12.
3. Пат.58913 Україна МКИ⁷ A01D41/08 A01D45/30 Пристрій для збирання селекційних посівів рицини / С.В.Головін, ТДАТУ // Промислова власність. – u201012506; заявл. 22.10.2010; опубл. 26.04.2011, Бюл. №8.
4. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий // Сборник трудов по земледельческой механике / П.М.Васеленко. – М., 1954. – С. 73 – 92.
5. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / Л.В. Гячев. – Ростов на Дону: Изд-во Ростовского университета. - 1976. – 192 с.
6. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В.Гячев. – М.: Машиностроение, 1981. – 206 с.
7. Булгаков В.М. Динаміка зернозбиральних агрегатів / В.М.Булгаков, Г.М.Калетнік, І.В.Гринік, О.М.Леженкін. – К.: Аграрна наука, 2010. – 276 с.
8. Дідур В.А. Результати польових досліджень машини для збирання рицини методом очісування на корені / В.А.Дідур, О.М.Леженкін, С.В.Головін. - Праці ТДАТУ. - Мелітополь, 2010. - Вип.9., т. 6.
9. Булгаков В.М. Інженерна механіка / В.М.Булгаков, О.І.Литвинов, Д.Г.Войтюк: підручник / Під загальною редакцією проф. Булгакова В.М. – Вінниця: «Нова книга», 2006. – 504 с.
10. Выгодский М.Я. Справочник по элементарной математике / М.Я.Выгодский. – М.: Техничко-теоретическая литература, 1957. – 412 с.

А.Леженкин, С.Головин

Определение обобщенных сил действующих на очесывающий модуль для уборки клещевины

В статье приводится методика определения обобщенных сил действующих на очесывающий модуль для уборки клещевины.

A.Lezhenkin, S.Golovin

Determination of the generalized forces operating on ochesyvayushchy the module for castor-bean tree cleaning

The technique of determination of the generalized forces is given in article operating on the ochesyvayushchy module for castor-bean tree cleaning.

Одержано 12.09.12

УДК 631.331

О.В. Нестеренко, ас., Д.В. Богатирьов, доц., канд. техн. наук, В.А. Онопа, доц.,
канд. техн. наук, В.П. Якімцов, студ.

Кіровоградський національний технічний університет

Обґрунтування раціональної форми направляючої поверхні живильного пристрою для пневмосепарації зерна

В статті проведено теоретичне обґрунтування основних параметрів багаторівневого гравітаційного живильного пристрою для підвищення продуктивності та зменшення опору повітряному потоку в пневмосепаруючому каналі (ПСК).

багаторівневий живильний пристрій, ПСК, зернова суміш, опір повітряному потоку

За останні роки в Україні збільшився обсяг вирощування зернових культур. Це вимагає від господарств швидкої підготовки зерна до подальшої обробки та зберігання.

Однією із основних операцій до підготовки зерна є попереднє очищення його від легких домішок та пилу, що зменшує ризик його самозігрівання, дозволяє зберегти продовольчу та товарну цінність. Для цього, як правило, використовуються комбіновані зерноочисні машини, які мають повітряну та решітну очистки.

Дослідженнями встановлено [1], що продуктивність повітряної очистки значно менша від решітної і це призводить до неузгодження їх продуктивностей та зменшення загальної технологічної ефективності роботи машини. Але незважаючи на велику кількість науково-технічних рішень [2-5], проблема зменшення питомих енерговитрат та підвищення продуктивності процесу очищення зерна від легких домішок залишається важливою і актуальною задачею.

Одним із перспективним напрямків зменшення опору повітряному потоку є використання багаторівневого живильного пристрою для введення зернової суміші в ПСК (рис.1), який рівномірно розподіляє матеріал в поперечному та повздовжньому перерізах ПСК і сприяє зниженню опору повітряному потоку в зоні введення та вирівнюванню епюри швидкостей [6].

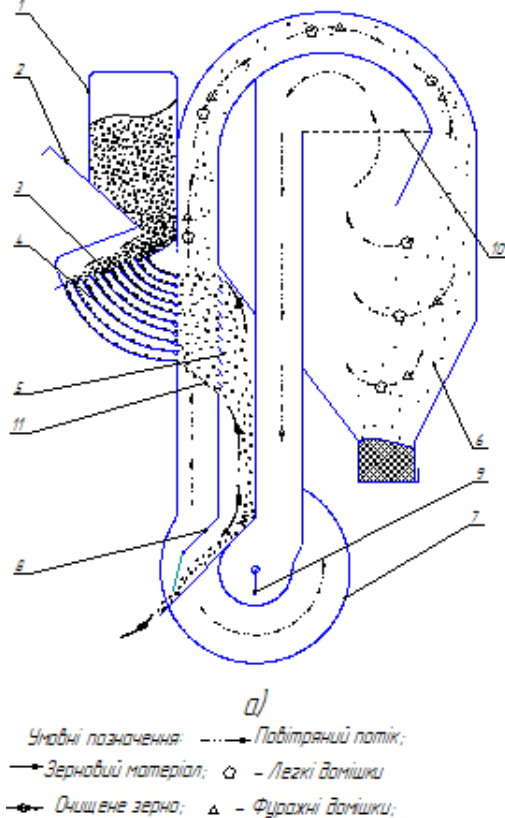
Основними перевагами гравітаційних живильних пристроїв пневмосепараторів є простота конструкції і налагоджування, надійність в роботі і порівняно невелика металоємність. Тому їх використання підвищує **загальну технологічну ефективність пневмосепараторів**.

Метою дослідження є математичне визначення параметрів багаторівневого живильного пристрою для забезпечення рівномірного розподілу зернового матеріалу в ПСК.

Для досягнення поставленої мети була розроблена і виготовлена експериментальна установка, схема і загальний вигляд якої представлені на рис.1. Вона дозволяє змінювати основні параметри і режими роботи в необхідних межах. Бокова стінка ПСК виготовлена прозорою із оргскла, що забезпечує можливість спостереження за процесом.

Основними складовими частинами установки є: бункер 1, ПСК 2, вентилятор 3, осадова камера 5 та розподільний пристрій 6.

Принцип роботи полягає у наступному. Зерновий матеріал із бункера 1 надходить до ПСК 2 квадратного поперечного перерізу (100x100мм) по лоткам 6, багаторівневого живильного пристрою, в якому він розділяється на рівномірні потоки та направляється в ПСК на різних рівнях по його висоті. Під дією повітряного потоку, створеного вентилятором 3, вихідний зерновий матеріал розділяється на дві фракції: легкі домішки, які виносяться в осадову камеру 5, та очищене зерно, яке через заслінки 8 і далі по лотку 9 виводиться з ПСК. Установка працює із замкненим циклом руху повітряного потоку.



а) – схема; б) - загальний вигляд

Рисунок 1- Установка для дослідження ПСК з багаторівневим живильним пристроєм

Розподіл зернових часток в ПСК можна вважати задовільним, якщо в кожній елементарній ділянці його поперечного перерізу буде знаходитись однакова їх кількість.

Приймаючи кожену частинку зернової суміші за матеріальну точку, і нехтуючи опором повітря, диференціальне рівняння руху запишеться у вигляді:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = 0; \quad (1)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -mg,$$

де m – маса зернової частинки, кг.

Після подвійного інтегрування рівняння (1) при початкових умовах руху, і виключивши з рівняння параметр t , отримаємо рівняння траєкторії руху зернової частки після сходу з направляючого лотка живильного пристрою:

$$z_{\text{тп1}} = (x_j - x_0) \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{g(x_j - x_0)}{2v_0^2 \cos^2 \alpha_0} + z_0, \quad (2)$$

де v_0 – початкова швидкість руху зернової частинки, м/с;

α_0 – кут початкової швидкості v_0 до горизонту, град.;

z_0 – відстань по висоті між кромкою сходу і точкою дотику з вертикальною стінкою ПСК, м;

x_0 – довжина проекції лотка на горизонтальну площину, ($x_0 = R$), м.

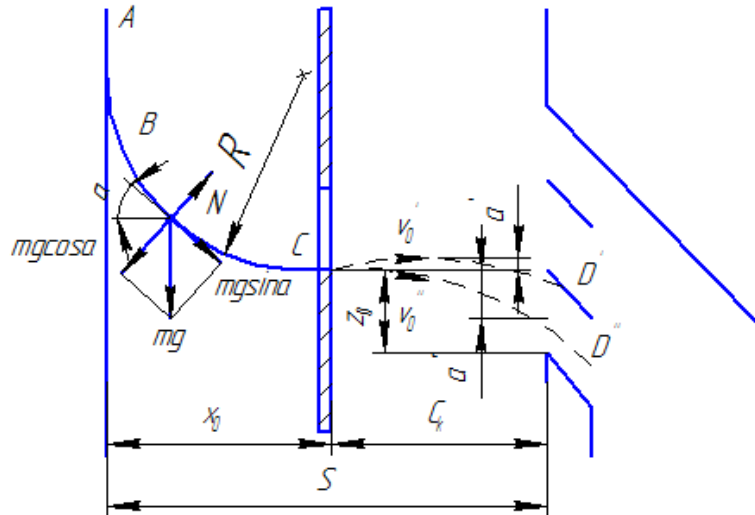


Рисунок 2 - Схема до обґрунтування раціональної форми направляючої поверхні живильного пристрою

ABCD' - траєкторія руху зернової частинки з ударом об протилежну стінку ПСК;
ABCD'' - траєкторія руху частинки без передачі імпульсу сил.

Абсциса точки перетину траєкторії польоту з площиною перерізу ПСК, що розглядається являється дальністю польоту частинки зернової суміші в межах глибини каналу, яка визначиться з рівняння (3), прийнявши $z_0 = 0$:

$$S = \frac{v_0^2 \cdot \sin 2\alpha_0}{2g} + \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0 + 2g \cdot z_0}{g} + x_0. \quad (3)$$

Відповідно, з урахуванням (3), умова задовільного розподілу частинок зернової суміші по площі ПСК запишеться у вигляді:

$$x_0 = \frac{v_0^2 \cdot \sin 2\alpha_0}{2g} + \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0 + 2g \cdot z_0}{g} \geq x_j \quad (4)$$

де x_j – відстань до елементарної j -ої ділянки поперечного перерізу ПСК.

Дальність польоту буде досягати максимального значення при умові, якщо зернові частинки не будуть ударятись об протилежну стінку ПСК.

Відповідно, політ зерна без удару в ПСК буде при умові, якщо:

$$(x_j - x_0) \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{g(x_j - x_0)}{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0} + z_0 \leq x_j \quad (5)$$

Приймаючи до уваги, силу з якою повітряний потік діє на зернову частинку, враховуючи рівняння траєкторії її руху та дальність польоту, умова задовільного розподілу цих частинок суміші та з урахуванням їх вильоту без удару в ПСК можна представити у вигляді:

$$z_{\text{тп2}} = (x_j - x_0) \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{g(x_j - x_0)}{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0} - \frac{k_c f_{\text{л}} c^2}{g l^2} + z_0; \quad (6)$$

$$S = \frac{v_0^2 \cdot \sin 2\alpha_0}{2g} + \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0 + 2g \cdot z_0}{2g} - \frac{k_c f_{\text{л}} c^2}{g l^2} + x_0; \quad (7)$$

$$x_0 + \frac{v_0^2 \cdot \sin 2\alpha_0}{2g} + \frac{v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0 + 2gz_0}{2g} - \frac{k_c f_m c^2}{gl^2} = x_j \quad (8)$$

$$(x_j - x_0)tg\alpha_0 - \frac{g(x_j - x_0)^2}{2v_0^2 \cdot \sin^2 \alpha_0} - \frac{k_c f_m c^2}{gl^2} + z_0 \leq x_j \quad (9)$$

де $k_c > 0$ – коефіцієнт аеродинамічного опору;

f_m – площа міделєвого перерізу зерна, m^2 ;

c – відносна швидкість зерна, m/s ;

l – найбільший розмір зерна, m .

Як видно із формул (6-9) повітряний потік впливає на траєкторію зернової частинки, в однаково відхиляючи її від теоретичної траєкторії.

Теоретичне вирішення цієї задачі з використанням принципів варіаційного обчислення виконане Василенко П.М. [7].

Одним із основних факторів, які визначають дальність польоту зерна, а отже й параметри живильного пристрою і ПСК, є величина віддалення протилежної стінки.

Дальність польоту зернової частинки буде мати максимальне значення, коли траєкторія польоту їх буде в точці D (рис.2), протилежної стінки ПСК (без дії імпульсу сил). Ця умова описується рівнянням (9).

Крім того, за рахунок польоту зерна з дотиком об протилежну стінку ПСК, похідна функції польоту зернових часток повинна дорівнювати кутовому коефіцієнту прямої протилежної стінки:

$$\frac{dz_{TP}}{dx} = \frac{dz_{CT}}{dx} \quad (10)$$

або

$$(x_j - x_0)tg\alpha_0 - \frac{g(x_j - x_0)^2}{2v_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0} - \frac{k_c f_m c^2}{gl^2} + z_0 \leq x_j \quad (11)$$

Тоді, рівномірний розподіл зерна по всій площі поперечного перерізу ПСК буде забезпечений за умови, коли $dz_{TP} = dz_{CT} = 0$ при $x = x_j$.

Обґрунтуємо раціональні параметри живильного пристрою шляхом вирішення системи рівнянь (10) і (11).

Після спрощення приймаємо:

$$(x_j - x_0) = x; \quad \frac{g}{2v_0^2 \cdot \cos^2 \alpha_0} = a; \quad z_0 - \frac{k_c f_m c^2}{gl^2} = z_0; \quad tg\alpha_0 = b; \quad x_j = k.$$

Рівняння (2) і (6) прийме вигляд:

$$\begin{cases} z_{TP} = ax^2 + bx + z_0; \\ z_{CT} = k \end{cases} \quad (12)$$

Умова польоту з торканням об протилежну стінку ПСК без дії імпульсу сил запишеться у вигляді:

$$\begin{cases} z_{TP} = z_{CT}; \\ z'_{TP} = z'_{CT} \end{cases} \rightarrow \begin{cases} 2ax + b = 0; \\ ax^2 + bx + z_0 = k. \end{cases} \quad (13)$$

Після вирішення та перетворень отримаємо:

$$\begin{aligned} a &= -\frac{b}{2x}, \\ b &= -\frac{2k - z_0}{x}. \end{aligned} \quad (14)$$

Необхідна дальність польоту зернової частинки буде забезпечена при умові, коли $M(k;0)$:

$$\begin{aligned} a &= -\frac{b}{2k}, \\ b &= \frac{2(k - z_0)}{k}. \end{aligned} \quad (15)$$

З умов (15) можна визначити початкову швидкість польоту зернових частинок після сходу з направляючої поверхні живильного пристрою, яка необхідна для забезпечення заданої дальності польоту:

$$v_0 = \sqrt{\frac{g(x_j - x_0)}{\cos^2 \alpha_0 \cdot \tan \alpha_0}}, \quad (16)$$

а також визначити кут початкової швидкості α_0 , при якому забезпечується задана дальність польоту зернових часток в ПСК:

$$\alpha_0 = \arctg \frac{2(x_j - x_0 + \frac{K_{eff} v^2}{g l^2})}{(x_j - x_0)}. \quad (17)$$

Рівняння раціональної траєкторії польоту зернових частинок при подачі їх направляючими поверхнями в ПСК буде мати вигляд:

$$z = \frac{(x_j - x_0)(b)}{2x_j} + \frac{2(x_j - x_0)(x_j - x_0)}{x_j} + x_0. \quad (18)$$

Використовуючи запропоновані вирази (16), (17), (18) при проектуванні повітряних сепараторів можна визначити початкову швидкість і напрямок швидкості польоту, при яких буде забезпечене рівномірне заповнення всієї площі поперечного перерізу ПСК.

Список літератури

1. Котов Б.І., Степаненко С.П., Пастушенко М.Г., Тенденції розвитку конструкції машин та обладнання для очищення і сортування зерноматеріалів. – Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Випуск 33. Кіровоград: КДТУ, 2003. – С. 53-59.
2. Туров А.К. Пневмосепаратор зерна с предварительной подготовкой в плоско-паралельном воздушном поле //Сибирский весник с-х науки.-1984. - №2.- С.86-90.
3. Сабашкин В.А. Разделение зернового вороха в струйном воздушном потоке//Интенсификация процесса совершенствования послеуборочной обработки зерна: ВАСХНИЛ. Сиб. отд.-Новосибирск, 1985.- С. 101-106.
4. Мякин В.Н., Урюпин С.Г./Совершенствование пневматических сепараторов семян «Техника в сельском хозяйстве», №4, 2000г.
5. Тавтилов И.Ш. Совершенствование процесса работы пневмосепаратора за счет рациональной подачи зерновой смеси в воздушный поток: автореф. дис. на присв. науч. степ. канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / И.Ш. Тавтилов. – Челябинск, 2008. – 22 с.
6. Васильковський М.І., Васильковський О.М., Мороз С.М., Лещенко С.М., Нестеренко О.В. Повітряний сепаратор.- Пат. (11) 8058 А Україна, МКИ В 02 В 1/00 (Україна).- № u200500190; Заявл. 10.01.05; Опубл. 15.07.2005.- Бюл. №7.
7. Василенко П.М. Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. Киев. 1960.- 286с.

О.Нестеренко, Д. Богатырёв, В.Онопа, В.Якимцов

Обоснование рациональной формы направляющей поверхности питательного устройства для пневмосепарации зерна

В статье проведено теоретическое обоснование основных параметров многоуровневого гравитационного питателя для увеличения производительности и уменьшения сопротивления воздушному потоку в пневмосепарирующем канале (ПСК).

O. Nesterenko, D. Bohatyrov, V. Onopa, V. Jkimcov

Justification rational form guide surface feeding device for pneumatic separation of grain

In this paper a theoretical justification of the basic parameters of a multi-level gravity feeder for increased productivity and reduced resistance to air flow in the channel of pneumatic separation.

Одержано 24.10.12

УДК 631.362.3

Б.І. Котов, д-р техн. наук

Національний університет біоресурсів і природокористування України

М.Г. Пастушенко

ЗАТ «Вібросепаратор»

С.П. Степаненко, канд. техн. наук

Національний науковий центр «ІМЕСГ»

Дослідження ефективності вібровідцентрової сепарації зерна на ступінчасто–конічному решеті методом планування експериментів

Наведена методика і розглянуто вплив режимних параметрів процесу на якість сепарації.
математична модель процесу сепарації, частота вібрацій, фактор, інтервал варіювання факторів

Проблема. Збільшення виробництва зерна в Україні є однією з актуальних задач сільськогосподарського виробництва. Успішне вирішення такої задачі вимагає нарощування виробничих потужностей для післязбиральної обробки зерна і переоснащення технічної бази. На сучасному етапі розвитку сільськогосподарського машинобудування одним із резервів підвищення виробництва техніки є вдосконалення окремих робочих органів на основі новітніх технологічних засад інтенсифікації окремих операцій при використанні існуючої елементної бази зернопереробного обладнання.

Існуючі зерносепаратори віброрешітного типу досягли межі вдосконалення і подальше підвищення їх продуктивності відбувається шляхом збільшення габаритів або використання паралельних потоків (паралельно працюючих робочих органів). Перспективи подальшого підвищення продуктивності сепараторів зернових матеріалів пов'язані з пошуком нових принципів інтенсифікації процесу поділення.

Радикальним способом інтенсифікації процесу розділення зернових матеріалів на решетах є розпушування зернового шару.

Аналізом відомих конструкцій рішень робочих органів [1-6] і способів [4] розпушування віброзрідженого шару зерна, узагальнених в [5]? доведена висока ефективність пасивних розпушувачів: гофри, шини, рифлі, ребра. Для підвищення продуктивності і ефективності поділення зернових матеріалів ННЦ «ІМЕСГ» і ЗАТ «Вібросепаратор» розроблено решето, що складається з послідовно розміщених секцій конічної форми (конічно-ступінчасте решето) [6]. Кінетичні режими роботи такого решета досліджені в [7], але ефективність розділення (виділення дрібних фракцій) може бути визначена експериментально.

Мета роботи є визначення впливу режимних факторів на якість (ефективність) сепарації зернових матеріалів на ступінчасто-конічному решеті і побудови математичної моделі сепарації.

Для встановлення раціональних співвідношень режимних параметрів вібровідцентрового зерносепаратора із ступінчастим решетом, які забезпечують задану (нормовану) якість поділу, застосовано методику математичного планування

експерименту [8, 9] задачею якої є одержання статичної математичної моделі, що адекватно описує процес.

Відповідно до методики [8] побудова і дослідження математичної моделі зводиться до наступного: отримання апіорної інформації про об'єкт, вибору критерію (відгуку) і впливових чинників (факторів), вибір інтервалів варіювання факторів, складання матриці планування, вибору типу математичної моделі, розрахунок коефіцієнтів і критеріїв, які визначають значимість коефіцієнтів регресії, відтворюваність дослідів і адекватність моделі.

Враховуючи наявність неповної інформації про об'єкт і відсутність аналітичної залежності цільової функції для опису процесу сепарації функцію відгуку апроксимовано рівнянням регресії другого порядку:

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^k b_i x_i + \sum_{i < j}^k b_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k b_{ii} x_i^2, \quad (1)$$

де y – розраховане значення вибраного критерію (відгуку);

x_i, x_j – кодове значення факторів;

$b_0, b_i, b_j, b_{ij}, b_{ii}$ – коефіцієнти регресії (розраховують за результатами експериментів).

Кодування факторів проводилось за формулами:

$$x_i = \frac{x_i - x_{0i}}{\Delta}, \quad (2)$$

$$\Delta = \frac{x_i^B - x_i^H}{2}, \quad (3)$$

де x_i – натуральне значення фактора, в розмірності фактора;

x_{0i} – натуральне значення фактора на нульовому рівні;

Δ – натуральне значення інтервалу варіювання фактора;

x_i^B, x_i^H – значення фактора на верхньому і нижньому рівнях.

Ефективність роботи сепаратора (рис. 1) визначається повнотою виділення зерна та виділення дрібної фракції (підсівними решетами). Оскільки виділення дрібної фракції складає основну сутність сепарації в даному дослідженні за критерій ефективності – відгук обрано повноту виділення дрібної фракції – ε із зернової суміші.

$$\varepsilon = \frac{G_{np}}{C \cdot G} \cdot 100\%, \quad (4)$$

де G_{np} – вага фракцій, що пройшла крізь решето за час досліду, кг;

G – вага зернового матеріалу, яка завантажена на решето за час досліду, кг;

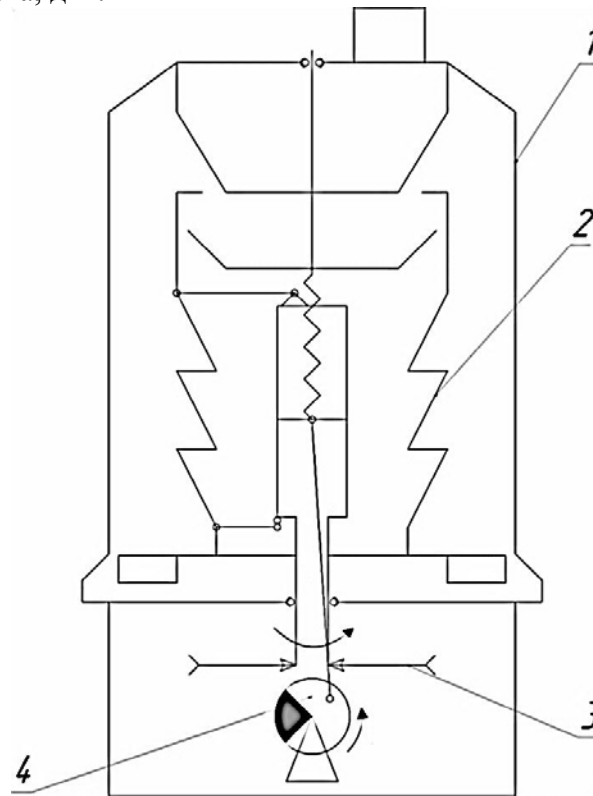
C – вміст дрібної фракції у вихідному матеріалі, %.

На ефективність роботи сепаратора впливають такі основні фактори: показники кінематичного режиму – частота обертання решета; частота і амплітуда його вертикальних коливань та величина питомого навантаження на решето:

$$q = \frac{Q}{F_p} \cdot 3600, \text{ кг/год дм}^2 \quad (5)$$

де Q – продуктивність сепаратора, кг/год;

F_p – поверхня решета, дм^2 .



1 – корпус, 2 – решето, 3 – привід ротора, 4 – віброзбуджувач

Рисунок 1 – Схема лабораторного зерносепаратора

Величина продуктивності визначалась вагою зернової маси за час досліду:

$$Q = \frac{G_{np} + G_c}{\tau}, \text{ кг/с} \quad (6)$$

де G_c – вага зерна, що зійшла з решета, кг;

τ – тривалість досліду, с.

Оскільки основна задача експериментів - виявити вплив кінематичних параметрів (при різному навантаженні) на ефективність процесу сепарації величина «засміченості» і вологість матеріалу в дослідях не змінювалась ($C=20\%$, $W=11,55\%$).

Для визначення взаємозв'язків між вибраними факторами і критерієм ефективності використано трьохрівневий план другого порядку На-Ко34, який містить всього 18 точок (і близький до D -оптимального).

При дослідженні залежності ефективності вібровідцентрової сепарації зерноматеріалів блоком конічних решіт від режимних параметрів процесу, як відгук обрана величина повноти виділення дрібної фракції (критерій ефективності). В якості змінних режимних факторів, які суттєво впливають на ефективність поділу фракцій, обрані характеристики кінематичного режиму:

x_1 - кутова швидкість конічного решета, с^{-1} ;

x_2 - частота вібрацій (коливаль) обертового решета, Гц;

x_3 - амплітуда коливаль решета, мм;

x_4 - величина питомого навантаження на решето, $\text{кг/год} \times \text{дм}^2$.

Математичний опис ефективності сепарації одержано шляхом варіювання кожного з факторів на трьох рівнях, що відрізняються від основного на величину кроку Δx (інтервал варіювання).

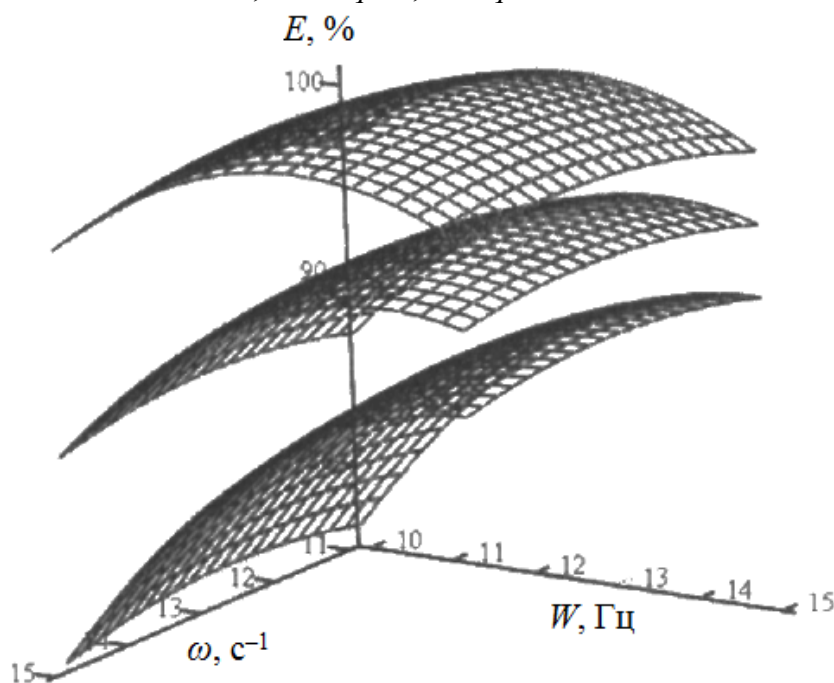
Інтервали варіювання факторів визначалися з факторного простору, що є в реальних умовах, результатів попередніх досліджень і рекомендацій щодо експлуатації циліндричних решіт. Інтервали варіювання і основні рівні факторів для дослідів з підсівними решетами наведені в таблиці 1.

Таблиця 1 – Значення рівнів факторів вібровідцентрового сепаратора із ступінчастим решетом

Рівні факторів	Нормована величина	Кутова швидкість обертання, ω (x1), с^{-1}	Частота вібрацій W (x2), Гц	Амплітуда вібрації A (x3), мм	Питоме навантаження q (x4), $\text{кг/год}\cdot\text{дм}^2$
Верхній	+1	15	15	10	60
Основний	0	13	12,5	7	40
Нижній	-1	11	10	4	20
Інтервал варіювання	Δx	2	2,5	3	20

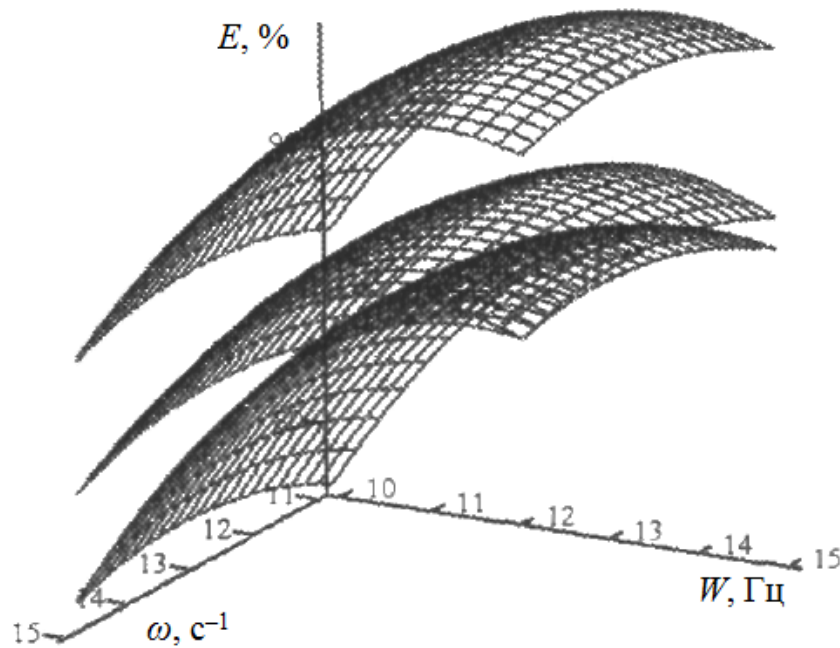
В результаті обробки матриці плану На-Ко34, за програмним середовищем «Statistica», було отримано регресійну математичну модель у вигляді поліному другого ступеня, що визначає залежність ефективності процесу сепарації від режимних параметрів роботи зерноочисної машини:

$$E = 60,596 + 7,6788\omega + 15,0788W + 7,9105A - 1,0363q - 0,2895\omega^2 - 0,6273W^2 - 0,4186A^2 + 0,0506\omega W - 0,0368\omega A - 0,0091\Omega q - 0,0975WA + 0,0634Wq - 0,001Aq. \quad (7)$$



$q_1=20 \text{ кг/год}\cdot\text{дм}^2$; $q_2=40 \text{ кг/год}\cdot\text{дм}^2$; $q_3=60 \text{ кг/год}\cdot\text{дм}^2$, при $A=7 \text{ мм}$

Рисунок 2 – Поверхня відгуку якості поділу від швидкості обертання, частоти вібрацій і питомого навантаження



$$A_1=4 \text{ мм}; A_2=7 \text{ мм}; A_3=10 \text{ мм при } q=40 \text{ кг/год} \times \text{дм}^2$$

Рисунок 3 – Поверхня відгуку якості поділу від частоти вібрацій, кутової швидкості обертання і амплітуди коливань

На рис. 2-3 наведені поверхні відгуків ефективності сепарації зернових матеріалів від частоти вібрацій і кутової швидкості обертання конічних решіт при різних значеннях питомого навантаження та від кінематичних параметрів при середньому навантаженні на решето 36-40 кг/год $\times$ дм².

Висновки:

1. Встановлено визначальний вплив величини питомого навантаження у всьому діапазоні змінних факторів на величину показника якості поділу зерноматеріалів.
2. Залежності ефективності сепарації від кінематичних параметрів мають екстремуми, максимальні значення яких відповідають швидкості обертання 13,5 с⁻¹ і частоті коливань 12,5 Гц.

Список літератури

1. Бочкарев А.И. Исследование сепарации семян вибропневмоцентрифугированием. Автореф. дис.. док.техн.наук. – Волгоград.:1970. – 38с.
2. Пивень М.В. Экспериментальные исследования разрыхленности зернового слоя при сепарации зернового материала на вибрационном решете //Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХДТУСГ. – Харків: ХДТУСГ, 2002. – Вип. 12. – с. 101-107.
3. Бредихін В.В. Обґрунтування параметрів процесу вібропневмовідцентрового розділення насіннєвих сумішей за густиною насіння. Автореф. дис. канд. техн. наук. Харків: 2003. – 20 с.
4. Петренко Н.Н., Марченко И.В. Марченко К.Н. Анализ процесса сепарации зерна на решете в среде пульсирующего воздушного потока // 36. наук. праць Кіровоградського державного технічного університету. – Кіровоград: КДТУ, 2003. – Вип. 33. – С. 141 – 143.
5. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна / Тищенко Л.Н. – Харьков.: Основа, 2004. – 224с.
6. Гончаров Е.С. Ступерчатое решето для виброцентробежных зерновых сепараторов//Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К.: Урожай, 1984. – Вып. 30. – С.33-36.
7. Котов Б.І., Степаненко С.П., Пастушенко М.Г. Дослідження шляхів підвищення ефективності віборешітних сепараторів зерна і насіння //Вибрации в технике и технологиях. – 2004. - №3(35). – С. 61-63.

8. Бондарь А.Г. Планирование эксперимента в химической технологии / Бондарь А.Г., Статюха Г.А.. – Киев: Вища школа, 1976. – 184с.
9. Новые идеи в планировании экспериментов /под. редакцией В.В. Налимова. – М. «Наука», 1969. – С. 140 – 159.
10. Малюта С.И. Обоснование технологического процесса и параметров семеочистительной пневмоцентрафуги: Автореф. дис.. канд. техн. наук. – Глеваха, 1989. – 21с.

Б. Котов, Н. Пастушенко, С. Степаненко

Исследование эффективности виброцентробежной сепарации зерна на ступенчатом коническом решете методом планирования экспериментов

Приведена методика экспериментальных исследований и рассмотрено влияние режимных параметров на качество разделения.

B. Kotov, N. Pastushenko, S. Stepanenko

Effectiveness study vibrocentrifugal separation of grain on a stepped conical sieve method for planning experiments

The method of experimental researches is resulted and influence of regime parameters is considered on quality of division.

Одержано 10.06.12

УДК 631.365:633.34

К.Є. Цизь, асп., Р.В. Кірчук, доц., канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

Дослідження процесу та пошук шляхів інтенсифікації сушіння насіння сої

В статті представлені результати експериментальних досліджень кінетики сушіння насіння сої, а також проведений аналіз отриманих даних з метою пошуку шляхів інтенсифікації процесу сушіння для ненасінневих потреб.

соя, кінетика сушіння, вологість, експозиція сушіння, енергозбереження

Постановка проблеми. Соя є однією з провідних культур в сільському господарстві. Завдяки своїм високим поживним властивостям вона набула широкого поширення. Вміст білка в сої - приблизно 45% від маси, що зробило її популярною серед кормових культур [5,6,7].

Завершальним і надзвичайно важливим етапом у вирощуванні сої є проведення її своєчасного збирання. Сою потрібно починати збирати при вологості насіння нижче 15-16%. Проте, дуже часто погодні умови не дозволяють здійснювати збір урожаю саме при таких показниках. На початку збирання сої з поля її вологість може складати 18-20%, а при поганих погодних умовах і 25-30%. Залишати зібране насіння із високою вологістю не можна, оскільки це може призвести до самозігрівання і, як наслідок, до зниження його якості та збільшення втрат. Тому зібрану комбайнами сою треба

8. Бондарь А.Г. Планирование эксперимента в химической технологии / Бондарь А.Г., Статюха Г.А.. – Киев: Вища школа, 1976. – 184с.
9. Новые идеи в планировании экспериментов /под. редакцией В.В. Налимова. – М. «Наука», 1969. – С. 140 – 159.
10. Малюта С.И. Обоснование технологического процесса и параметров семеочистительной пневмоцентрафуги: Автореф. дис.. канд. техн. наук. – Глеваха, 1989. – 21с.

Б. Котов, Н. Пастушенко, С. Степаненко

Исследование эффективности виброцентробежной сепарации зерна на ступенчатом коническом решете методом планирования экспериментов

Приведена методика экспериментальных исследований и рассмотрено влияние режимных параметров на качество разделения.

B. Kotov, N. Pastushenko, S. Stepanenko

Effectiveness study vibrocentrifugal separation of grain on a stepped conical sieve method for planning experiments

The method of experimental researches is resulted and influence of regime parameters is considered on quality of division.

Одержано 10.06.12

УДК 631.365:633.34

К.Є. Цизь, асп., Р.В. Кірчук, доц., канд. техн. наук

Луцький національний технічний університет

Дослідження процесу та пошук шляхів інтенсифікації сушіння насіння сої

В статті представлені результати експериментальних досліджень кінетики сушіння насіння сої, а також проведений аналіз отриманих даних з метою пошуку шляхів інтенсифікації процесу сушіння для ненасінневих потреб.

соя, кінетика сушіння, вологість, експозиція сушіння, енергозбереження

Постановка проблеми. Соя є однією з провідних культур в сільському господарстві. Завдяки своїм високим поживним властивостям вона набула широкого поширення. Вміст білка в сої - приблизно 45% від маси, що зробило її популярною серед кормових культур [5,6,7].

Завершальним і надзвичайно важливим етапом у вирощуванні сої є проведення її своєчасного збирання. Сою потрібно починати збирати при вологості насіння нижче 15-16%. Проте, дуже часто погодні умови не дозволяють здійснювати збір урожаю саме при таких показниках. На початку збирання сої з поля її вологість може скласти 18-20%, а при поганих погодних умовах і 25-30%. Залишати зібране насіння із високою вологістю не можна, оскільки це може призвести до самозігрівання і, як наслідок, до зниження його якості та збільшення втрат. Тому зібрану комбайнами сою треба

негайно довести до кондиційної вологості 12-13% за допомогою штучного сушіння [1,2,3,4].

Основне завдання післязбирального обробітку сої є якомога швидке її висушування до значень, при яких продукт можна безпечно закласти на тривале зберігання без самозігрівання, або ж відправляти на подальший обробіток. Тільки після того, як із свіжозібраної маси видалено надлишкову вологу і її доведено до сухого стану, можна розраховувати на надійне зберігання продукції. Однак процес сушіння сої є енергозатратним. Тому актуальним є пошук шляхів зниження затрат на післязбиральний обробіток сої та дослідження засобів реалізації енергозберігаючих методів сушіння.

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідженням процесу сушіння різних рослинних матеріалів займалися ряд науковців, зокрема Ликов А.В., Птіцин С.Д., Котов Б.І., Дідух В.Ф., Зеленко В.І. та інші [2,3,4]. Праці, що стосуються біологічних особливостей сої, її збирання і післязбирального обробітку, методів сушіння належать таким науковцям, як: Балакай Г.Т., Безуглова О. С., Заверюхин В.І., Левандовський И.Л. і інші [5,7]. Більш глибокими питаннями селекції та насінництва займалися вчені: Баранов В.Ф., Лебедевский А.І. [6]. Проте саме безпосереднім вивченням процесу сушіння сої за допомогою різних режимів та методів і пошуку шляхів інтенсифікації процесу приділено досить мало уваги.

Мета дослідження. Метою роботи є експериментальне дослідження кінетики та встановлення шляхів інтенсифікації процесу сушіння сої, яка використовується для ненасінневих потреб.

Результати дослідження. Одним із відомих методів інтенсифікації процесу сушіння у сільському господарстві є збільшення площі контакту сушильного агента та матеріалу, що піддається сушінню. Це можна зробити шляхом часткового руйнування оболонки плоду сої. Окрім цього, така попередня підготовка матеріалу до сушіння дає змогу більш інтенсивно виводити вологу внаслідок втрати цілісності зовнішньої оболонки насінини. Доведена, запропонованим способом, до кондиційної вологості соя надалі може бути використана для отримання олії та для інших кормових та технічних потреб.

Дослідження процесу сушіння сої здійснювалося на лабораторній установці (рис.1), основною частиною якої є сушильне відділення 1, куди вставляються перфоровані касети з досліджуванним матеріалом. Вентилятор 2 нагнітає сушильний агент, сформований у калорифері 3, через гнучке з'єднання 4 у сушильну камеру, де відбувається процес сушіння вологого матеріалу. Для формування високотемпературного режиму сушіння застосовується допоміжний блок 5.



1- сушильна камера; 2-вентилятор; 3-калорифер; 4- гнучке з'єднання; 5-допоміжний блок
Рисунок 1 – Експериментальна установка для проведення процесу сушіння насіння сої

Касету, що вставлялася в сушильну камеру, перегородкою було розділено на два відділення (рис.2). В перше відділення засипане недеформоване насіння сої, в інше – насіння, які попередньо піддавалися механічній деформації, в результаті якої оболонка кожної насінини була злегка тріснутою.



Рисунок 2 – Касета з насінням сої

Сушінню піддавався матеріал з початковою вологістю $W_{\text{поч}}=24,9\%\dots 30,2\%$. Дослідження проводилися для температури сушильного агента $t_{\text{с.а.}}=45\pm 5^{\circ}\text{C}$, вологість проб у касеті фіксувалася кожні 5 хв.

За одержаними експериментальними даними побудовані графіки (рис.3.), які відображають зміну вологості матеріалу з часом для насіння сої, що висушене без руйнування оболонки насінини (крива 1) і для насіння, що було попередньо піддане механічному руйнуванню (крива 2).

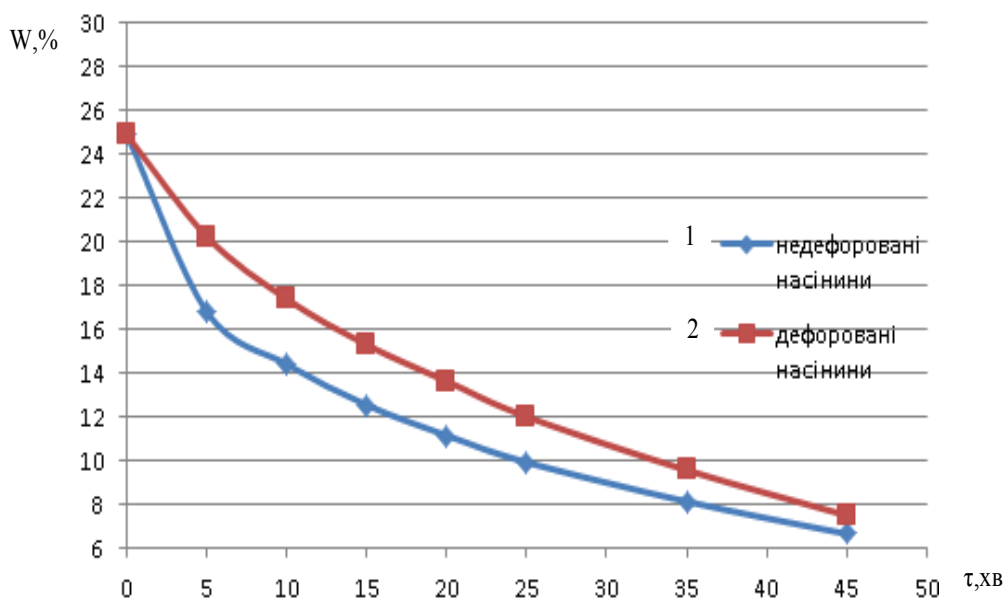


Рисунок 3 – Зміна вологості насіння сої при сушінні

Аналізуючи отримані результати, можна зробити висновок, що попередньо деформована оболонка насінини сої суттєво впливає на експозицію сушіння.

З експериментально одержаних кривих сушіння видно, що час, протягом якого відбувається досягнення кондиційної вологості $W=12\%$, є різним у першому та другому випадках. Експозиція сушіння у першому випадку склала 25 хв, а у другому випадку – 17 хв.

Отже, різниця часу сушіння насіння з механічно деформованою зовнішньою оболонкою в порівнянні з недеформованим насінням в шарі товщиною в одну насінину в лабораторних умовах склала 8 хв. Пропорційно, можна очікувати і зменшення енергозатрат у виробничих умовах.

Висновки:

Порівняльний аналіз одержаних експериментальних даних свідчить про доцільність застосування попередньої підготовки матеріалу до сушіння, шляхом часткового руйнування оболонки насінини, як способу інтенсифікації процесу загалом. Експозиція сушіння в такому випадку зменшується у 1,5 рази, що є суттєвим чинником при формуванні енергозберігаючих методів післязбирального обробітку врожаю.

Однак, застосування даного методу доцільне лише для насіння, що піддаватиметься подальшій переробці в харчових і в технічних цілях.

Список літератури

1. Рагулин М.С. Очистка, сушка и хранение – М.: Россельхозиздат, 1980. – 160 с., ил.
2. Лыков А.В. Теория сушки. М., «Энергия», 1968. 472с. ил.
3. Котов Б.И. Технологические и теплоэнергетические основы повышения эффективности сушки растительного сырья: дис. ... доктора техн. наук: 05.20.01 / Борис Иванович Котов. – Глеваха, 1994. – 440 с.
4. Дідух В.Ф. Підвищення ефективності сушіння сільськогосподарських матеріалів. Монографія. – Луцьк: ЛДТУ, 2002. – 165 с.
5. Балакай Г.Т., Безуглова О. С. Соя: екологія, агротехніка, переробка/ Д: Феникс, 2003.- 160 с.
6. Баранов В.Ф., Лебедевский А.І. Селекція, насінництво й технологія обробітку технічних культур.- М., 1980.
7. Заверюхин В.І., Левандовський І.Л., Виробництво сої.- К.:Врожай, 1988-112 с.
8. Мякушко Ю.П. Соя. Під ред. Доктор с.-х наук, кандидата с.-х. наук В.Ф.Баранов. М. Колос, 1984.- 332 с.
9. Поздняков В. Г. Економічні і технологічні аспекти виробництва сої. – М.: 1990 – 554с.

К. Цызь, Р. Кирчук

Исследования процесса и поиск путей интенсификации сушки семян сои

В статье представлены результаты экспериментальных исследований кинетики сушки семян сои, а также проведен анализ полученных данных с целью поиска путей интенсификации процесса сушки для несеменной потребности

K. Tsyz, R. Kirchuk

Research of process and ways to intensify drying of soybean seeds

The results of experimental investigations of dry soybean seeds. The analysis of the data to find ways to intensify the drying process for technical and food use.

Одержано 23.10.12

УДК 631.361

В.М. Барановський, доц, канд. техн. наук*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

Транспортно-технологічні системи викопувальних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини

У статті наведено етапи удосконалення, будову та принцип функціонування викопувальних адаптованих робочих органів як транспортно-технологічних систем адаптованої коренезбиральної машини, призначеної для одночасного збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви. На основі ідентифікації об'єктів дослідження (існуючих типів копачів) визначено основні шляхи та принципи розробки, або алгоритм побудови конструктивно-компонувальної схеми адаптованої коренезбиральної машини. Визначено, що алгоритм побудови повинен базуватися на застосуванні в її функціональній схемі основних адаптованих транспортно-технологічних систем - адаптованого викопувального транспортно-очисного комбінованого робочого органу та адаптованого транспортно-очисного комбінованого робочого органу.

коренеплоди, дисковий копач, сферичний диск, очисний вал, алгоритм розробки, адаптована коренезбиральна машина

Постановка проблеми. Характерною сучасною ознакою загальної тенденції процесу збирання великорозмірних коренеплодів, особливо цукрових і кормових буряків, є масштабне застосування однофазних енергозатратних самохідних бункерних комбайнів (СБК), які поєднують фази збирання (збирання гички, очищення залишків гички, викопування коренеплодів, очищення викопаного вороху коренеплодів від домішок, завантаження коренеплодів в великі кагати на полі або в транспортні засоби) в одну послідовну технологічну операцію, тобто реалізують принцип однофазного збирання коренеплодів.

У країнах ЄС такими СБК щорічно збирається до 70 %, а в деяких країнах, наприклад Німеччина, Франція, і значно більше посівних площ коренеплодів цукрових і кормових буряків. Функціональні схеми таких СКБ не завжди та не в повній мірі відповідають сучасним вимогам показників якості збирання коренеплодів за рахунок існуючих недоліків [1].

При цьому, незважаючи на доволі складні багато вузлові транспортно-технологічні системи (ТТС) робочих органів для викопування та очищення вороху коренеплодів, викопувальні робочі органи (ВРО) подають із викопаними коренеплодами на наступні очисні системи коренезбиральної машини (КМ) недопустимо значну масову кількість ґрунтових домішок (у середньому до 30...50 т із 1 га). Як наслідок – після очищення енергоємними багатоступеневими системами очищення викопаного вороху від домішок з полів вивозиться кількість родючого ґрунту, яка еквівалентна 10...15 см орного шару на площі збирання рівній 100 га, незважаючи при цьому, що загальна протяжність (технологічна довжина) очисних поверхонь сягає 8...10 м і більше [2].

Сучасні напрямки розвитку коренезбиральних машин (КМ) передбачають розробку та впровадження в сільськогосподарське виробництво високопродуктивних, енергозберігаючих і технологічно надійних збиральних комплексів та технічних

засобів, які є адаптованими до одночасного збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви однією адаптованою коренезбиральною машиною (АКМ). Критеріями відповідності сучасних вимог роботи АКМ, у першу чергу, є показники якості викопування та сепарації домішок коренеплодів. Проведений аналіз роботи відомих викопувальних робочих органів КМ показав, що всі вони значно пошкоджують великорозмірні та втрачають дрібні коренеплоди. Крім того, у таких типах копачів конструктивно та технологічно неможливо поєднати при збиранні одночасно дві технологічні операції – викопування коренеплодів із одночасним видаленням залишків гички на їх головках [3].

Тому поєднання операції видалення залишків гички на головках коренеплодів одночасно з процесом їх викопування є подальшим кроком розробки, дослідження та впровадження в виробництво ТТС викопувальних комбінованих робочих органів АКМ.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Результати, які наведені в [4, 5, 6], цілісно характеризують тільки основні принципи функціонування ВРО без критеріального аналізу загальних тенденцій та шляхів підвищення показників якості роботи АКМ. Дані дослідження є подальшим розвитком технологічних аспектів функціонування ТТС робочих органів, які призначенні для викопування різних культур коренеплодів однією АКМ.

Мета дослідження. Метою даного дослідження є підвищення техніко-економічних показників технологічного процесу збирання коренеплодів АКМ при задовільних показниках якості їх збирання шляхом застосування ТТС робочих органів АКМ.

Результати дослідження. В умовах України, а особливо в умовах господарювання багатогалузевих фермерських сільськогосподарських підприємств, які вирощують коренеплоди цукрових, кормових, столових буряків і моркви, актуальною техніко-економічною проблемою є окупність реалізації технічно складних і занадто дорогих (від 150 до 350 тис. грн за одиницю) СБК у зв'язку з обмеженими кліматичними термінами їх застосування (біля одного календарного місяця) на незначних площах (особливо кормових і столових буряків і моркви), причому 90 % цих загальних площ коренеплодів ще збирається роздільними дво- або трифазними енергозатратними є економічно-збитковими способами.

Значне підвищення ефективності господарювання багатогалузевих фермерських господарств може досягатися не тільки економічним аналізом прибутку, а й передусім такими показниками як: визначення гнучкості використання однієї АКМ відносно збирання різних культур коренеплодів в умовах різних ґрунтових фонів, різних агрофізичних характеристик коренеплодів тощо; циклічності необхідних строків виконання робіт відносно погодно-кліматичних умов, організаційних заходів тощо; сумісності з попередніми технологічними операціями та системами виробництва культури, наприклад, як засоби обробітку ґрунту, посіву, догляду, ширина міжрядь, урожайність тощо.

Використання АКМ, конструктивно-компонувальні схеми яких побудовані на основі застосування адаптованих ВРО, значно розширить терміни роботи АКМ на протязі року шляхом збирання коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви однією АКМ при стабільних агротехнічних показниках якості роботи, що призведе до зростання техніко-економічної ефективності виробництва коренеплодів. В основу вирішення наукової проблеми підвищення техніко-експлуатаційних і агротехнологічних показників якості роботи АКМ покладено гіпотезу про можливість значного розширення діапазону і строків застосування машин для збирання коренеплодів шляхом розробки та обґрунтування параметрів і загальних

конструктивно-технологічних принципів і аспектів використання АКМ, побудованих на основі розробки та дослідження її адаптованих ТТС робочих органів.

Розробка, або алгоритм побудови конструктивно-компонувальної схеми АКМ повинен базуватися на застосуванні в її функціональній схемі основних адаптованих ТТС - адаптованого викопувального транспортно-очисного комбінованого робочого органу (АВТОКРО) та адаптованого транспортно-очисного комбінованого робочого органу (АТОКРО), які являють собою моноблочні викопувальні та очисні ТТС комбінованих ВРО і ОРО (викопувальних і очисних робочих органів), принципи функціонування яких ґрунтуються на загальних властивостях технологічного процесу роботи адаптерів багатофункціонального (в деякій мірі універсального) типу, їх призначення та способів застосування під час збирання коренеплодів.

Різноманітність конструктивних схем ВРО і ОРО КМ в прямій залежності тісно пов'язана як із технологічними процесами збирання, так і з конструктивно-технологічними вимогами до показників якості збирання різних культур і сортів коренеплодів, основними із яких є показники якості викопування коренеплодів і очищення викопаного вороху коренеплодів від домішок.

Загальним принциповим недоліком роботи існуючих і технічно реалізованих типів ВРО (лемішних, вилкових, дводискових, вібраційних), якими в основному обладнують навісні, причіпні та самохідні КМ, СБК, є відносно значна секундна подача вільного та налиплого на поверхні тіла коренеплодів ґрунту ($7 \dots 10$ кг/с), залишків гички на головках коренеплодів (від $0,5$ до $1,5$ кг/с) із одного погонного метра рядка при робочій швидкості КМ $1,6$ м/с, що призвело до збільшення протяжності та конструктивної складності очисних ТТС [4, 5].

Об'єктивною причиною технологічної недосконалості таких ВРО є те, що в існуючих копачах конструктивно та технологічно якісно неможливо одночасно поєднати під час викопування дві технологічні операції в одну – викопування коренеплодів із одночасним видаленням залишків гички на їх головках.

Радикальним недоліком роботи існуючих і технічно реалізованих типів ОРО (транспортних, шнекових, лопатевих, турбінних), якими в основному обладнують навісні, причіпні та самохідні КМ, СБК, є відносно значна, як відсоткова (до 3% відносно маси коренеплодів), так і масова кількість налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів, а також відсоткова (від $0,5$ до $1,5\%$ відносно маси коренеплодів) та масова кількість залишків гички на головках коренеплодів, що значно знижує залежно

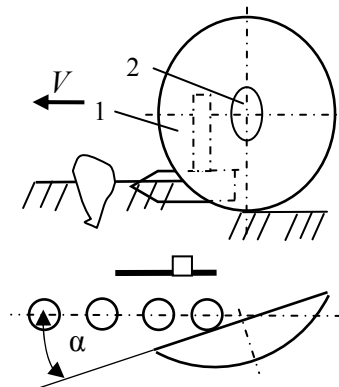


Рисунок 1 – Схема однодискового копача

від культури, або в одному випадку, якості цукрової сировини та вихід цукру, або в іншому випадку – термін зберігання продукції. Крім того, разом із зібраними коренеплодами з полів вивозиться в середньому від $1,5 \dots 3,0\%$ родючого ґрунту залежно від урожайності культури [2].

Велика кількість створених конструкцій робочих органів, вузлів та компонентів схем викопувальних і очисних пристроїв потребує диференційованого підходу при виборі, розрахунку, проектуванні, дослідженні та впровадженні нових розробок у виробництво. Тому класифікований підхід з урахуванням особливостей робочих органів, їх схем компонентів та способів функціонування забезпечить можливість проведення ідентифікації (аналізу і

синтезу) необхідної конструктивно-технологічної схеми АКМ для розширених конкретних умов її експлуатації. В основу побудови АКМ повинно бути покладено пошук конструктивно-компонувальних схем адаптивних ТТС і, в першу чергу, базових АВТОКРО та АТОКРО.

Критеріями обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів адаптивних ТТС АКМ повинні бути покладені загальні основні принципи оптимізації робочих процесів на основі дослідження властивостей подібності функціонування технологічного процесу викопування та очищення викопаного вороху коренеплодів цукрових, кормових, столових буряків і моркви від домішок і наукової гіпотези про основні конструктивно-технологічні закономірності можливого застосування адаптивних ТТС.

Із всієї різновидності копачів, однодискові сферичні копачі, або так званий «євродиск» (рис. 1), прості за конструкцію, є найменш метало- та енергомісткими, мають широкий спектр застосування для викопування коренеплодів різних культур (зарубіжні КМ, СБК) при задовільних показниках якості їх роботи. Вісь обертання 2 сферичного диска 1 копача утворює кут атаки α в горизонтальній площині (кут між площиною сферичного диска і віссю рядка коренеплодів).

Суттєвий недолік їх роботи, або неспроможність одночасного з викопуванням коренеплодів відокремлювати залишки гички на їх головках, може прогнозовано усуватися подальшим конструктивно-технологічним удосконаленням даного типу копача.

Підвищення технологічних показників і показників якості роботи існуючих копачів коренеплодів, а в загальному – всієї АКМ, вирішується застосуванням базового варіанту АВТОКРО (рис. 2), або додатковим установленням у передній зоні роботи сферичного диска 1 корененапрямляча 3 та горизонтального очисного вала 4, на якому радіально закріплено фланці 5. Між фланцями по їх колу послідовно встановлено паралельні осі 6, які повернуті відносно осі очисного вала під гострим кутом γ . На паралельних осях шарнірно закріплені секції плоских пружних лопатей 7. Під час руху АВТОКРО, корененапрямляч 3 зміщує, попередньо вибиті під час зрізування гички робочими органами гичкозбиральної машини коренеплоди із рядка до його центру, а сферичний диск 1 викопує коренеплоди. Одночасно з викопуванням коренеплодів сферичним диском, за рахунок обертання очисного вала 4, плоскі пружні лопаті 7 контактують з головками коренеплодів, очищуючи їх головки від залишків гички на них за рахунок контактної взаємодії плоских пружних лопатей з залишками гички. Поворот паралельних осей 6 на гострий кут відносно осі очисного вала дозволяє плоским пружним лопатям наносити удари по головкам коренеплодів збоку рядка, що покращує очищення різновисоких коренеплодів, при цьому високий коренеплід не прикриває низький коренеплід від косого удару. Крім того, плоскі пружні лопаті також взаємодіють ще із грудками ґрунту, при цьому відбувається руйнування грудок ґрунту та проштовхування викопаного вороху коренеплодів на наступні адаптовані ТТС, що підвищує технологічні можливості АКМ.

Під час викопування коренеплодів в умовах сухого твердого ґрунту відбувається пошкодження хвостової частини коренеплодів внаслідок їх злому за рахунок

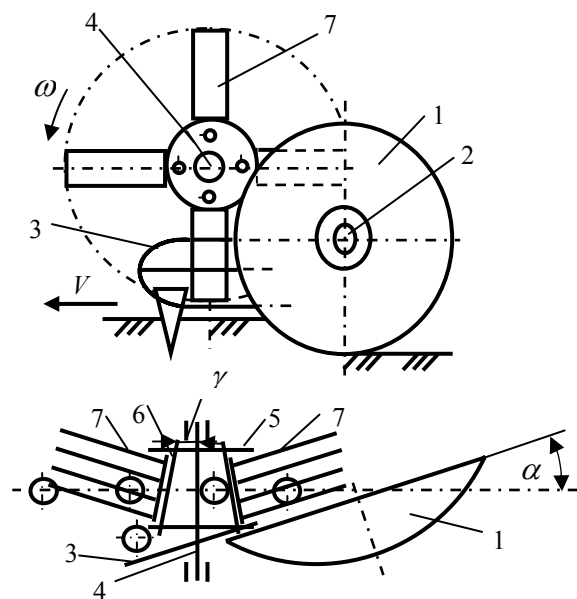


Рисунок 2 – Схема базового АВТОКРО

недостатньої вертикальної сили виштовхування коренеплодів, що призводить до їх значних втрат. Для усунення злому хвостової частини коренеплодів або їх втрат, сферичний диск 1 (рис. 3а) встановлюють під гострим кутом φ , а фланці 5 – під кутом δ до вертикальної площини, при цьому вісь 6, яка займає на фланці крайнє нижнє положення, утворює з площиною, яка проходить через лезо сферичного диска кут ε , рівний або близький 90° . Односторонній сферичний диск 1 викопує коренеплоди, які розташовані в рядку шляхом підймання їх вгору за рахунок встановлення сферичного диска під гострим кутом φ до вертикалі та виникаючої при цьому додаткової проекції бокової сили виштовхування, яка спрямована на вертикальну площину. У момент удару плоских пружних лопатей 7 по головці коренеплоду або поверхню ґрунту відбувається їх поворот навколо своїх осей 6 і в площині удару за рахунок встановлення фланців 5 під кутом δ до вертикалі та повернутими осями на кут γ відносно осі вала 4. Тому що осі в нижньому положенні перпендикулярні площині, яка проходить через лезо сферичного диска, або нахилені до неї під кутом, близьким до прямого, то плоскі пружні лопаті в нижньому положенні паралельні цій площині та не контактують з поверхнею сферичного диска, що знижує їх зношення.

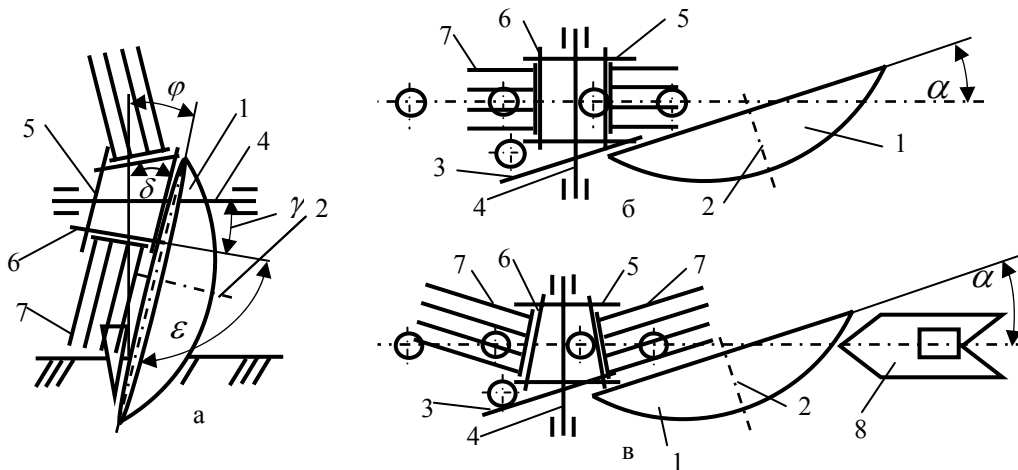


Рисунок 3 – Схеми АВТОКРО

Для підвищення ступеня відокремлення залишків гички з головок коренеплодів, особливо цукрових буряків і моркви та ступеня руйнування грудок ґрунту, за рахунок збільшення сили контактної взаємодії (сили прямого центрального удару) плоских пружних лопатей по головці коренеплодів і грудкам ґрунту, паралельні осі 6 (рис. 3б), які розміщено на фланцях 5 горизонтального очисного вала 4 та на яких закріплено плоскі пружні лопаті 7, встановлюють паралельно осі обертання очисного вала. Одночасно з викопуванням коренеплодів, за рахунок обертання очисного вала 4, плоскі пружні лопаті 7 взаємодіють з головками коренеплодів і грудками ґрунту, при цьому відбувається прямий удар плоских пружних лопатей із наступним видаленням залишків гички з головок коренеплодів і руйнуванням грудок ґрунту.

Для викопування коренеплодів, які глибоко залягають відносно поверхні ґрунту (цукрові буряки, деякі сорти моркви) застосовують розрихлювачі 8, встановлені позаду ходу сферичного диска 1 (рис. 3в), які можуть бути виконані у вигляді культиваторної лапи або долота. У процесі роботи розрихлювач 8, переміщуючись вперед, попередньо підкопує коренеплоди, при цьому порушуються зв'язки коренеплодів з ґрунтом, тобто відбувається попереднє кришення пласта ґрунту. Коренеплоди, зв'язок яких з ґрунтом порушується, далі легко викопуються із розкришеного ґрунту сферичним диском 1 і

зміщуються ним у напрямку площини, яка проходить через лезо сферичного диска. При цьому маємо можливість вглиблювати сферичний диск до раціональної глибини з таким розрахунком, щоб не втрачати коренеплоди та подавити на адаптовані очисні ТТС АКМ мінімум ґрунту та рослинних домішок.

На основі проведеної ідентифікації (аналізу та синтезу) аналогів попередніх АВТОКРО нами запропоновано удосконалену конструкцію АВТОКРО, який поєднує одночасно в собі всі позитивні сторони та переваги відносно існуючого однодискового сферичного копача (рис.1) та який може бути прийнятий за основний базовий варіант дворядного АВТОКРО проектованої АКМ.

Конструктивна схема дворядного АВТОКРО наведена на рис. 4.

Дворядний АВТОКРО складається із встановлених під кутом α до відповідної осі рядка коренеплодів двох сферичних дисків 1, які вільно посаджені на своїй осі обертання 2. У передній зоні робочої кромки кожного з дисків 1 встановлено корененаправляч 3. Над дисками 1 перпендикулярно напрямленню робочої швидкості руху копача V_k встановлено горизонтальний приводний вал 4. Горизонтальний приводний вал містить барабан 5, несучий фланці 6. Барабан горизонтального вала виконаний трисекційним. Між фланцями барабана по його колу встановлено послідовно осі 7, 8, 9 на яких встановлено плоскі пружні лопаті 10, 11. Осі 7, 8 двох крайніх секцій 12, 13 барабана утворюють усічений конус, причому секції 12, 13 направлені одна до одної меншими основами. Осі 9 середньої секції 14 утворюють циліндр. Площини, які проходять через осі 7, 9 або 8, 9 суміжних секцій 12, 14 або 13, 14 утворюють між собою тупий кут [7].

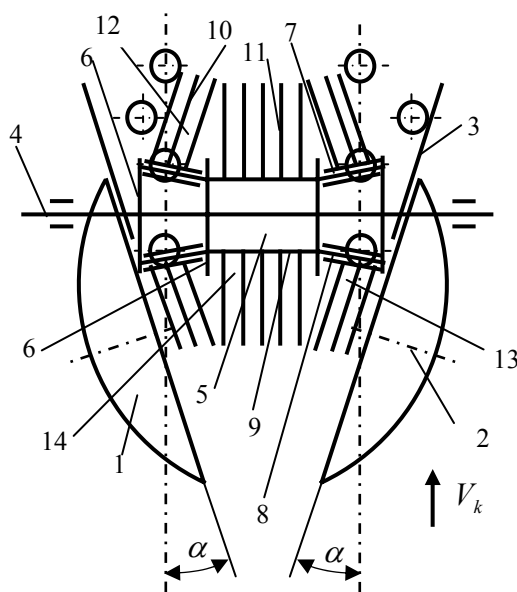


Рисунок 4 – Конструктивна схема дворядного АВТОКРО АКМ

Комбінований дворядний АВТОКРО АКМ працює наступним чином.

Під час руху АВТОКРО АКМ, корененаправляч 3 зміщує вибиті із рядка коренеплоди до його центру, а сферичний диск 1 викопує коренеплоди. Одночасно з викопуванням коренеплодів, за рахунок обертання горизонтального приводного вала 4, плоскі пружні лопаті 10 двох крайніх секцій 12, 13 взаємодіють з головками коренеплодів, при цьому одночасно відбувається очищення головок коренеплодів від залишків гички з двох суміжних рядків коренеплодів і руйнування грудок ґрунту. Крім того, плоскі пружні елементи 11 середньої секції 14 також одночасно взаємодіють з коренеплодами та грудками ґрунту, при цьому відбувається очищення поверхні тіла коренеплодів від налиплого ґрунту та руйнування грудок землі з одночасним проштовхуванням вороху, який знаходиться у просторі сферичних дисків 1, що прискорює його подачу на наступні технологічні системи АКМ.

Таким чином, можна констатувати, що встановлення приводного вала із змонтованими на ньому плоскими лопатями, дозволяє одночасно з викопуванням коренеплодів відокремлювати залишки гички з головою коренеплодів і зменшувати секундну подачу домішок за рахунок контактної взаємодії плоских лопатей з компонентами вороху, при цьому підвищується технологічна надійність процесу викопування коренеплодів і, як наслідок – продуктивність роботи копача та АКМ.

Для зниження подачі ґрунтових домішок, під час роботи дворядного АВТОКРО в умовах сухого та твердого ґрунту, на зовнішній стороні кожної плоскої пружної лопаті 11 (рис. 5а) середньої секції 14 встановлюють підпружинений пруток 15, який виконано у вигляді двосекційної пружини 16. Двосекційна пружина жорстко закріплена на кожній осі 9 середньої секції 14.

Одночасно з викопуванням коренеплодів, за рахунок обертання горизонтального приводного вала 4, плоскі пружні лопаті 10 двох крайніх секцій 12, 13 взаємодіють з головками коренеплодів, а плоскі пружні лопаті 11 середньої секції – з викопаними сферичними дисками 1 грудками ґрунту, при цьому одночасно відбувається очищування головок коренеплодів від залишків гички з двох суміжних рядків коренеплодів і інтенсивне руйнування грудок ґрунту за рахунок ударного контакту внутрішньої сторони плоских пружних лопатей 11 із грудками ґрунту. Крім того, плоскі пружні лопаті середньої секції одночасно з руйнуванням грудок ґрунту проштовхують викопаний сферичними дисками ворох, який знаходиться у просторі між ними, тим самим прискорюючи його переміщення на наступні технологічні системи АКМ.

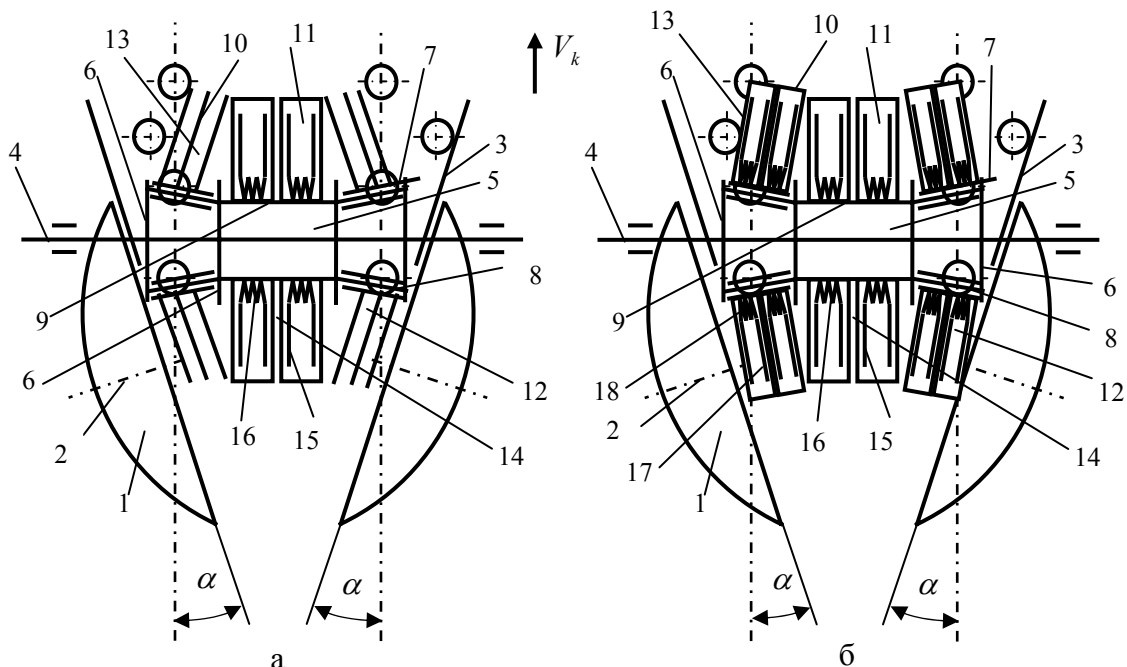


Рисунок 5 – Удосконалені дворядні АВТОКРО

Для регулювання сили контакту плоских пружних лопатей 10 (рис. 5б) двох крайніх секцій 12, 13 із головою коренеплодів під час їх викопування, або забезпечення максимального ступеня очищення залишків гички з головок коренеплодів і одночасного узгодження компромісу відносно ступеня пошкодження коренеплодів, які не повинні перевищувати межу згідно з агротехнічними вимогами, запропоновано встановлювати на зовнішній стороні кожної плоскої пружної лопаті двох крайніх секцій 12, 13 трисекційного барабана 5 підпружинений пруток 17, який виконано у вигляді двосекційної пружини 18. Двосекційна пружина жорстко закріплена на кожній осі 7, 8 трисекційного барабана. Сила контакту плоских лопатей двох крайніх секцій регулюється за допомогою повороту кожної осі секцій, що призводить до зміни сили закручування двосекційної пружини та сили притискання підпружиненого прутка.

Таким чином, знижується подача ґрунтових домішок за рахунок їх динамічного руйнування лопатями середньої секції та підвищується технологічна надійність

процесу викопування коренеплодів, що дозволяє підвищити продуктивність роботи копача та АКМ в цілому.

Висновки. Застосування АВТОКРО дозволяє підвищити показники якості роботи АКМ шляхом значного зменшення подачі домішок, особливо грудок ґрунту та залишків гички на головках коренеплодів, налиплого ґрунту на бічній поверхні тіла викопаних коренеплодів за рахунок інтенсифікації дії на ворох пружних лопатей.

Список літератури

1. Погорелый Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В. Погорелый, М.В. Татьянко – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок / Р.Б. Гевко. – Тернопіль, 1997. – 120 с.
3. Погорілий М. Закономірності розвитку бурякозбиральної техніки та обґрунтування раціональних обрисів вітчизняних машин / Максим Погорілий // Техніка АПК. – 1999. – № 3. – С. 8–12.
4. Рамш В.Ю. Аналіз тенденцій розвитку робочих органів для сепарації вороху коренеплодів / В.Ю. Рамш, В.М. Барановський, М.Р. Паньків [та ін.] // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ, 2011. – Вип. 31. – С. 298–305.
5. Булгаков В.М. Теория свеклоуборочных машин : Монография / В.М. Булгаков, М.И. Черновол, Н.А. Свирень. – Кировоград : "КОД", 2009. – 256 с.
6. Аванесов Ю.Б. Свеклоуборочные машины / Ю.Б. Аванесов, В.И. Бессарабов, И.И. Русанов. – М., 1979. – 351 с.
7. Пат. 66680 Україна, МКИ⁷ А 01 Д 25/04. Комбінований копач коренеплодів / Барановський В.М., Підгурський М.І., Герасимчук Г.А., Паньків М.Р.; заявник і патентовласник Тернопільський національний технічний університет. – № у 201108202; заявл. 30.06.2011.; опубл. 10.01.2012. Бюл. № 1.

В. Барановський

Транспортно-технологические системы выкапывающих рабочих органов адаптированной корнеуборочной машины

В статье приведены этапы усовершенствования, устройство та принцип функционирования выкапывающих адаптированных рабочих органов как транспортно-технологических систем адаптированной корнеуборочной машины, которая предназначена для одновременной уборки корнеплодов сахарной, кормовой и столовой свеклы и моркови. На основании идентификации объектов исследования (известных типов копачей) определены основные пути та принципы разработки, или алгоритм построения конструктивно-компоновочной схемы адаптированной корнеуборочной машины. Установлено, что алгоритм построения должен базироваться на применении в ее функциональной схеме основных адаптированных транспортно-технологических систем – адаптированного выкапывающего транспортно-очистительного комбинированного рабочего органа та адаптивного транспортно-очистительного комбинированного рабочего органа.

V. Baranovsky

Transport-technological systems of diggings up workings organs of the adapted machine for book root crops

The stages of improvement are resulted in the articles, device that principle of functioning of the diggings up adapted workings organs as transport-technological systems of the adapted machine for book root crops, which intended for the simultaneous cleaning up of root crops of sugar, feed and table beet and carrot. On grounds of authentication of research objects (known types of dig) basic ways are certain that principles of development, or algorithm of construction of design-layout chart of the adapted machine for book root crops. It is set that the algorithm of construction must be based on application in its functional diagram of the basic adapted transport-technological systems – the adapted digging up transport-cleansing combined working organ that the adaptive transport-cleansing combined working device.

Одержано 21.10.12

УДК 631.31.004.67:621.9.048.4

**М.О. Василенко, канд. техн. наук, О.В. Соколенко, ст. наук. співроб.,
В.С. Матвійченко, мол. наук. співроб., Д.О. Буслаєв, мол. наук співроб.**
Національний науковий центр "ІМЕСТ"

Підвищення довговічності культиваторних лап грунтообробних машин

В статті наведено умови експлуатації культиваторних лап, методи підвищення їх довговічності за рахунок застосування нових технологічних і конструктивних рішень щодо способу відновлення робочих органів ґрунтообробних машин.

лапа культиватора, електроерозійна обробка, точкове наплавлення, технологічний процес, відновлення, зміцнення, ресурс

Використання високопродуктивної енергонасиченої техніки в сільськогосподарському виробництві вимагає забезпечення високої надійності, довговічності, якісного виконання функціонального технологічного призначення машин, які експлуатуються з цією технікою, зокрема це стосується першочергово операцій ґрунтообробки та знарядь, які при цьому застосовуються.

Найвідповідальнішими деталями ґрунтообробної техніки, які забезпечують якісні показники, є робочі органи, які працюють у тяжких умовах абразивного зношування в ґрунтах з різним вмістом абразивних складових. Це стосується зокрема лап стрілчастих просапних та розпушувальних, а також для лап культиваторів для передпосівного обробітку ґрунту, які в результаті зношення змінюють свою геометричну форму, що призводить до неякісного виконання технологічного процесу, збільшення тягового опору, накопичення рослинних решток, тощо.

Аналіз умов експлуатації ґрунтообробної техніки показує, що її лезові робочі органи, а саме, лемішні робочі органи, лапи культиваторів, диски важких борін, в процесі роботи набувають зношень різного характеру.

Зокрема лапи культиваторів, що працюють на глинистих і чорноземних ґрунтах, швидко затуплюються при зношенні кромки леза, в той час, як на піщаних ґрунтах лапа залишається більш гострою, а зношення відбувається по товщині. На характер зношення суттєво впливає і нерівномірність тиску ґрунту в різних зонах робочого органу. Завдяки тому, що питоме навантаження на передню частину лапи збільшується в напрямку до носка, інтенсивність зношення носка лапи, як правило, в кілька разів вища, ніж інших частин лапи.

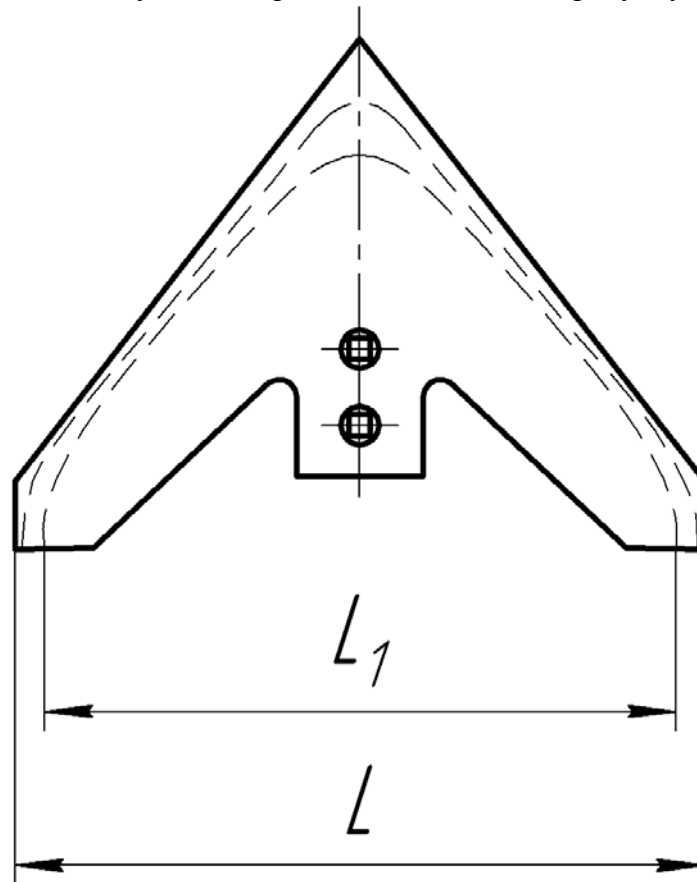
Характер та величини зношень лап, які пройшли певний період експлуатації, підтверджують робочу гіпотезу, згідно якої зміцнення доцільно проводити першочергово в місцях з найбільшою ймовірністю зношення з урахуванням умов роботи, а саме, щільності, складу ґрунтів та його вологості.

Параметрами граничних меж зношень лап культиваторів є ширина захвату лапи, величини зношень за шириною носка та крила. Внаслідок таких зношень між лапами під час експлуатації можуть утворюватися необроблені полоси, що призводить до забур'янення та зменшення врожайності.

Крім того, лапа втрачає міцнісні характеристики при зношенні до 40 % за шириною, внаслідок чого відбувається деформація лапи та невиконання

функціонального призначення [1].

Характер зношення культиваторних лап показано на рисунку 1.



L – ширина захвату нової лапи культиватора; L_1 – ширина захвату зношеної лапи культиватора

Рисунок 1 – Характер зношення культиваторної лапи в процесі експлуатації

Для підвищення довговічності виробники робочих органів для виготовлення використовують високовуглецеві сталі із застосуванням зміцнення елементів, які найінтенсивніше зношуються, до твердості 60 HRC, зокрема високовуглецеву сталь 65 Г ГОСТ 14959-79. Така сталь забезпечує твердість близько 60 HRC внаслідок термічної обробки загартуванням або при електроерозійній обробці [2].

Відомі на сьогоднішній день способи відновлення мають суттєві недоліки, є трудомісткими і матеріалозатратними. Застосування газополуменового різання призводять до вигорання легуючих елементів і вуглецю, що викликає зміну структури сталі, зміну форми і деформацію крила. Виготовлення нового робочого органу у вигляді кутової пластини є металоємким, оскільки значна частини листа іде в відхід. Більша частина способів відновлення не забезпечує здатності леза до самозагострення, а спосіб зміцнення за рахунок електролізного борування є малоефективним при терті і зношуванні, оскільки при ударних навантаженнях і контакті з крупними абразивними частинками руйнується поверхневий шар покриття.

Метою проведення досліджень є підвищення ресурсу лап культиватора ґрунтообробних машин за рахунок підвищення зносостійкості і зменшення опору робочих органів, що мають здатність до самозагострення.

В ННЦ "ІМЕСГ" розроблено технологію відновлення та зміцнення робочих органів ґрунтообробних машин, які мають ресурс на рівні кращих зарубіжних аналогів [3, 4, 5]. За останні роки такі робочі органи були впроваджені в ряді

сільськогосподарських підприємств України і довели свою перспективність та конкурентоспроможність. Вони мають високу зносостійкість до абразивного зношування та самозагострюються протягом всього періоду експлуатації.

Зокрема, нами розроблений новий технологічний процес виготовлення та зміцнення лапи стрілкової без хвостовика до культиватора для передпосівного обробітку ґрунту.

Схема цього технологічного процесу показана на рисунку 2.

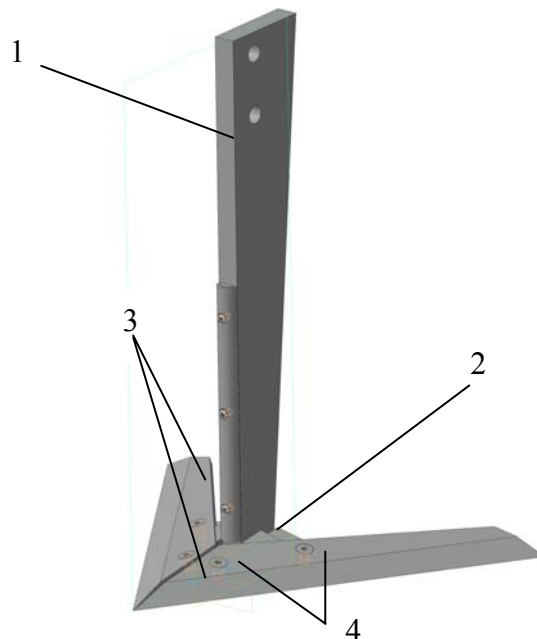


Рисунок 2 – Схема технологічного процесу відновлення лап культиваторів

Така схема зумовлена тим, що виробник культиваторів кріплення лапи стрілкової без хвостовика до стійки забезпечив за допомогою заклепок, що при поломці лап в процесі експлуатації унеможливило їх заміну в польових умовах. А це призводить до втрат часу на знімання лапи зі стійкою, транспортування на тракторний стан чи в майстерню, розклепування з'єднання, приклепування нової лапи, транспортування на поле та встановлення на культиватор.

Запропонована схема забезпечує заміну культиваторної лапи в польових умовах, так як для цього достатньо викрутити та закрутити чотири гвинти.

Відновлена в зборі із стійкою культиваторна лапа показана на рисунку 3.



1 – стійка; 2 – підшва; 3 – ремонтні вставки; 4 – гвинтові з'єднання
Рисунок 3 – Відновлена лапа культиватора за технологією ННЦ "ІМЕСГ"

Розроблений технологічний процес відновлення передбачає висвердлювання заклепок і видалення зношеної стріли лапи, виготовлення нових крил стріли, зміцнення електроерозійною обробкою та після їх зварювання наплавлення електродами Т-590. Виготовлення крил стріли передбачає свердління отворів $\varnothing 6,7$ мм під гвинти М8 в спеціальному кондукторі сумісно з підшвою (без зношених робочих органів). Після чого отвори в крилах розсвердлюються до $\varnothing 8,5$ мм, зенкуються, а в підшві нарізується різь М8.

Ремонтні вставки виготовляються із листової сталі 65 Г ГОСТ 14959-79 товщиною 8 мм і після зміцнення електроерозійною обробкою зварюються між собою ручним електродуговим зварюванням електродами УОНИ 13/43 в спеціальному пристосуванні, яке забезпечує просторове розміщення змінних частин відносно підшви та стійки. З'єднання із ремонтних вставок, зміцнене в носковій частині та кінцях крил електродами Т-590, утворює культиваторну лапу без хвостовика з різьбовим кріпленням до підшви стійки, як це показано на рисунку 4.



а)



б)

а) - до випробувань; б) - після випробувань
Рисунок 4 – Загальний вигляд культиваторної лапи

Експлуатаційні випробування таких культиваторних лап проведені в ПП "Агроєкологія", Шишацького району, Полтавської області.

В результаті підтверджено, що ці робочі органи виконують своє функціональне призначення, в процесі експлуатації має місце ефект самозагострення за рахунок різниці твердості в нижній частині ріжучої кромки крила лапи (~25-28 НРС) та в верхній частині, обробленій електроерозійним методом (58-62 НКС), а наробіток на рівні кращих зарубіжних аналогів (60-80 га на лапу).

Висновки.

Існуючі робочі органи ґрунтообробних машин у варіанті їх клепального з'єднання зі стійкою потребують додаткового часу на їх заміну в стаціонарних умовах при поломках та інших дефектах. Використання різьбового з'єднання дає можливість скоротити цей час в декілька разів, що підвищить продуктивність використання ґрунтообробного знаряддя.

Застосування електроерозійної обробки лезової частини та локального точкового зміцнення і кінців крил лапи зумовлює самозагострення в процесі експлуатації та наробіток на робочий орган на рівні кращих зарубіжних аналогів.

Список літератури

1. Канівец І.Д. Исследование износа лап культиваторов с однородными и наплавленными сормайтом лезвиями в условиях черноземных почв Центральной степи УССР. Автореф. дисс. кандидата технических наук. -Днепропетровск, 1964.-19 с.
2. Василенко М.О. Підвищення механіко-конструктивних властивостей лемешів плугів // Пр. Тавр. держ. агротехн. акад. – 2006. – Вип. 39. – С. 156-160.
3. Молодик М.В., Василенко М.О., Чернявський О.О., Матвійченко В.С. Підвищення довговічності культиваторних лап // Міжвід. темат. наук. зб. Механізація та електрифікація сільського господарства,- Випуск № 94.- Глевах, 2010.-С. 404-411.
4. Василенко М.О., Чернявський О.О., Матвійченка В.С. Буслаєв Д.О. Підвищення ресурсу відновлених дискових робочих органів конструктивно-технологічними методами // Міжвід. темат. наук. зб. Механізація та електрифікація сільського господарства,- Випуск № 95, Глевах, 2011.- С. 352-361.
5. Василенко М.О. Подовження ресурсу імпортої ґрунтообробної техніки. Техніка АПК. – 2007. - № 4-5. – С. 13-15.

М. Василенко, О. Соколенко, В. Матвійченко, Д. Буслаєв

Повышение долговечности культиваторных лап почвообрабатывающих машин

В статье приведены условия эксплуатации культиваторных лап, методы повышения их долговечности за счет применения новых технологических и конструктивных решений относительно способа восстановления рабочих органов почвообрабатывающих машин.

M. Vasylenko, O. Sokolenko, V. Matviychenko, D. Buslaev

Increase of durability of sweep of tillage machines

The article presents the operating conditions of sweeps, methods of increasing their durability through the use of new technology and design decisions concerning the way of rebuilding of working members of tilling machines.

Одержано 17.08.12

УДК 631.7.015:62

М.І. Денисенко, канд. техн. наук, В.І. Рубльов, д-р техн. наук
Національний університет біоресурсів і природокористування України

Технологічні методи для забезпечення довговічності робочих органів і надійності сільськогосподарських машин

У статті проаналізовано сучасні методи підвищення довговічності деталей робочих органів сільськогосподарських машин поверхневим зміцненням. Надійність та технічна досконалість машин визначається якістю їх комплектуючих вузлів і деталей. Запропонована технологія відновлення і зміцнення лемешів плугів модульними пластинами з порошкових карбідосталей значно розширює межу зношування леза лемеша по ширині та суттєво збільшує його ресурс і надійність плугів.

абразивне зношування, леміш плуга, лапа культиватора, довговічність, методи зміцнення, композиційні покриття евтектичного типу, порошкові матеріали конструкційного призначення

Постановка проблеми. Проблема забезпечення довговічності деталей машин, як і підвищення надійності має першочергове значення для економії металів, трудових витрат і для підвищення ефективності машино-тракторного парку. В теперішній час більшість машин виходять з ладу від зношування тертьових спряжень і робочих органів від поломок в результаті зношування того чи іншого виду. Частіше всього виходять з ладу рухомі деталі машин від абразивного зношування і зношування внаслідок схоплювання [1-3]. Одним із шляхів захисту машин від абразивного зношування є підвищення твердості поверхневих шарів деталей. В роботах М.М. Хрущова і М.А. Бабичева [4-5] показано, що твердість матеріалів, яка залежить від енергії зв'язку в кристалічній решітці, в значному ступені визначає опір матеріалів абразивному зношуванню (при твердості абразиву, який набагато перевищує твердість матеріалу, що зношується). Якщо ж твердість матеріалу близька і тим більше перевищує твердість абразивних часток (в природі, це частинки Al_2O_3 і SiO_2), то зносостійкість багатократно зростає. З нескладних речовин високу твердість мають лише кубічна модифікація вуглецю (алмаз) і бор. Витрати на ремонт і технічне обслуговування техніки складають до 18% від всієї валової продукції сільського господарства.

При цьому в структурі цих витрат 70-75% припадає на придбання нових запасних частин, і лише 8-10% йде на відновлення і зміцнення спрацьованих деталей машин. Якість обробки ґрунту, поряд з іншими факторами інтенсифікації землеробства, має велике значення для підвищення врожайності сільськогосподарських культур, і напряму залежить від технічного стану деталей робочих органів ґрунтообробних машин. В теперішній час, в Україні промисловістю виготовляються змінні робочі органи, що мають малий ресурс, сільськогосподарські підприємства вимушені витратити значні кошти (до 18% від валової продукції) на ремонт машин. На сьогодні спостерігаємо тенденцію зниження якості деталей робочих органів, тому що їх виготовленням займаються підприємства, які раніш цим не займалися. При цьому часто не дотримується встановлена технологія виготовлення, змінюються геометричні розміри деталей та їх фізико-механічні властивості. Робочі органи не відповідають вимогам якості і не забезпечують номінального ресурсу роботи. В зв'язку з цим,

розробка нових методів зміцнення і відновлення деталей машин є актуальним і вирішальним питанням на сьогодні.

Аналіз останніх досліджень. В практиці багато випадків, коли низька довговічність комплектуючих деталей обмежує можливості подальшого підвищення надійності і техніко-економічних показників машини. В сільськогосподарських машинах такими деталями є лапи культиваторів, лемеші плугів, ножі і молотки подрібнювачів кормів, сегменти ріжучих апаратів косарок, ріжучі пари машинок для стрижки овець і інші деталі робочих органів.

Порівняно невеликий строк служби цих деталей визиває необхідність виготовлення великої кількості їх в якості запасних частин, суттєво знижуючи продуктивність машин і якість їх виготовлення. Наприклад, граничне затуплення ріжучих пар стригальних машинок часто відбувається через 1,5-2 год безперервної роботи, лап культиваторів через 6-8 год., після чого в польових умовах необхідно загострювати леза, сегментів косарок – через 4-6 год. [6]. Після зміцнення строк служби деталей збільшується в декілька разів. Робочі органи ґрунтообробних машин виготовляють з вуглецевих сталей 40, Л53, 60 і низьколегованих марганцевистих сталей 65Г і 70Г. В літературних джерелах немає достатнього обґрунтування правильності вибору вказаних сталей. В теперішній час відомо близько 120 різноманітних методів зміцнення і відновлення деталей машин [7]. Всі методи поверхневого зміцнення за механічними, фізичними, хімічними і комбінованими механізмами зміцнення розділені на 11 груп.

За призначенням всі існуючі технологічні методи поверхневого зміцнення можна розділити на дві групи:

1. Методи отримання первинних структур з властивостями, які забезпечують можливість оптимальної перебудови і додаткового зміцнення в умовах експлуатації (механічний і фазовий наклеп, хіміко-термічна обробка, гальванічні покриття та ін.). В цьому випадку утворення вторинних захисних структур при терті сприяє розширенню межі нормальних процесів і мінімізації тертя та зношування [8].

2. Методи створення первинних структур з максимально можливою стабільністю по відношенню до механічного і хімічного впливу. Для підвищення зносостійкості необхідно отримати первинні структури зі високо стабільними властивостями, які мало змінюються в складних умовах навантаження (борування, дифузійне хромування, електролітичне зміцнення) [8].

В залежності від умов навантаження при терті можливо обґрунтовано вибирати матеріали і методи їх обробки з заданими характеристиками активації їх поверхневих шарів.

Сучасні технологічні методи поверхневого зміцнення відкривають необмежені можливості для створення захисних вторинних структур, що забезпечують надійну роботу вузлів тертя в умовах високих температур і швидкостей тертя, великих навантажень, впливу кавітації, радіації, абразивних і корозійних середовищ та ін. Створення захисних покриттів на робочих поверхнях деталей машин дає змогу підвищити їх довговічність і надійність, корозійну стійкість, зменшити витрату чорних і кольорових металів, і заощадити енергетичні, матеріальні й трудові ресурси. Аналіз багаточисленних досліджень дає змогу визначити основні методи утворення захисних зносостійких структур:

Нанесення на поверхню тертя зносостійких покриттів, змінювання структури поверхневого шару легуванням його різними хімічними елементами, змінювання структури поверхневого шару зовнішнім механічним (або тепловим) впливом без зміни його хімічного складу, використання методів порошкової металургії, комбінація наведених вище методів. Низька собівартість матеріалів порошкових сумішей,

використання для зміцнення евтектичних покриттів (ЕП) нагріванням струмами високої частоти (СВЧ), високі експлуатаційні параметри дозволяють широко використовувати їх для поверхневого зміцнення і відновлення деталей машин і механізмів, які працюють в умовах абразивного зношування [9]. Спосіб утворення евтектичних покриттів великої товщини полягає у використанні в складі порошкових сумішей більшості елементів Періодичної системи, за якого відбувається нагрівання металу або сплаву з порошковою сумішшю до температури плавлення легкоплавких елементів суміші (СЧ20, ФМн 1,5), за умови, що у складі суміші є елементи (зокрема, С, В) утворюючі з металом підкладки евтектику при температурі, що менше температури насичення [10].

Конструкційні деталі машин-найпоширеніший вид продукції порошкової металургії. Основою особливістю металокерамічних конструкційних деталей є їх висока щільність і міцність, що наближаються до щільності і міцності деталей з прокату і литва. Існує ряд методів отримання конструкційних деталей високої щільності. Це багаторазове пресування і спікання, гідростатичне, ізостатичне і гаряче пресування, прокатування металевих порошків, гаряче штампування поруватих заготовок, вибухове пресування, екструдкування, просочення рідкими металами, спікання з утворенням рідкої фази. Міцнісні характеристики металокерамічних конструкційних матеріалів підвищуються при легуванні залізної основи сплаву. Однією з найпоширеніших легуючих добавок є хром.

Суть процесу індукційного наплавлення полягає в тому, що замість металевих сормайтів електродів використовують спеціальну шихту, яка складається з металевих порошків твердого сплаву та флюсів. Шихту наносять шаром певної товщини на поверхню, що призначена для наплавлення, і спікають. А потім робочу поверхню разом з шихтою нагрівають в індукторі високочастотної установки до повного розплавлення шихти. При використанні високочастотної установки ЛЗ-67 процес наплавлення триває 75-85 сек. Для отримання покриття заданої товщини необхідно нанести шар шихти 4-5 мм. При цьому треба суворо дотримуватися, щоб поверхня деталі (леміш плуга, лапа культиватора) розташовувалася горизонтально [6].

Метою досліджень є проведення аналізу технологічних методів зміцнення і відновлення деталей робочих органів ґрунтообробних машин та підвищення ресурсу лемеша, як показника довговічності і надійності плугу, армуванням лицьової сторони леза порошковими карбідо-сталями конструкційного призначення, і нанесенням евтектичних покриттів наплавкою наморожуванням.

Результати досліджень. В теперішній час, в умовах обмежених матеріальних засобів в сфері промислового і сільськогосподарського виробництва, особливе значення набувають технології, що відповідають вимогам ресурсозбереження без збільшення матеріальних витрат на їх реалізацію. Це відноситься до технологій відновлення і зміцнення робочих органів сільськогосподарських машин. Більшість технологій, що використовуються, достатньо трудомісткі або малоефективні.

Крім того, зносостійкі сплави або їх композиції мають високу початкову вартість. Одним із перспективних шляхів підвищення надійності і експлуатаційної зносостійкості деталей машин і механізмів є використання захисних евтектичних покриттів (ЕП). Завдяки колоніальній структурі евтектичних покриттів, в яких м'яка матрична фаза армована більш міцною з включеннями твердих дисперсних частинок, вони можуть в широких межах змінювати фізико-механічні і електрохімічні властивості металів і сплавів.

Виходячи із закономірностей процесу руйнування обґрунтовано виготовлення цих виробів з біметалевою робочою частиною. При цьому основний метал забезпечує міцність виробу, а захисне покриття-абразивну зносостійкість. Для підвищення

термінів служби деталей машин і механізмів шляхом нанесення евтектичних покриттів використовується насичення зі спеціальних порошків (обмазок, паст) за допомогою нагрівання струмами високої частоти (СВЧ), швидкісного пічного нагрівання, відцентрової біметалізації, газополум'яного напилювання, електрохімічного осадження, наплавлення сплавами, поверхневого легування, сталевого литва. Поряд з розробкою і нанесенням евтектичних покриттів велика увага надається створенню евтектичних сплавів.

Розроблені варіанти наплавлення наморожуванням відрізняються температурними режимами процесу, підготовкою оброблюваних матеріалів, складом захисних середовищ і покриттів. В кожному випадку вибір технологічного режиму здійснюється з врахуванням хімічного складу і температури зварності металів, товщини зміцнюючого шару, його технічного призначення і іншими факторами. Серед різних варіантів цієї технології перспективним є отримання біметалевих виробів занурюванням деталі або заготовки в розплав. Спосіб полягає в попередньому нагріванні заготовки, флюсуванні робочої частини і занурюванні з короткочасною витримкою частини заготовки в розплаві, що зміцнює.

Так як температура заготовки значно нижче температури розплавленого металу, на її поверхні відбувається кристалізація (наморожування) розплаву. Товщина зміцненого шару досягає 3мм і більше. За необхідності локального зміцнення, поверхні, які не підлягають зміцненню, ізолюються. Різновидність способу наморожування на заготовку є наплавлення методом заморожування. Вона полягає в подаванні порції розплавленого металу в зазор між попередньо активованою направляючою поверхнею заготовки та стінкою форми. Порожнина форми визначає конфігурацію і товщину наплавлення. При заповненні форми присадочний сплав витісняє флюс з наплавленої поверхні та кристалізується. Після заповнення форми сплав твердіє з утворенням зносостійкого шару потрібної форми і розмірів.

Технологія наплавлення наморожуванням складається з наступних операцій: плавка присадного сплаву; підготовка флюсу; активація поверхні, яка наплавляється; наплавлення робочої частини деталі; охолодження виробу; контроль якості наплавлення. Плавка присадного матеріалу здійснюється в індукційній сталеплавильній тигельній печі типу ИСТ-0,06 або ИСТ-0,16 в змінних тиглях, які виготовляються з вогнетривких матеріалів на основі нітридів бору або кремнію, або графітомістких типу ТГ-20 виробництва Лужського абразивного заводу. Для наплавлення наморожуванням ріжучих елементів робочих органів використовуються високо хромисті чавуни, що мають високу абразивну зносостійкість і ударну в'язкість. До числа наплавочних матеріалів відносяться сплави на основі заліза, що випускаються Торезьким заводом наплавочних твердих сплавів ПГ-ФБХ-6-2; ПР-С27, ПГ-С1, ПГ-УС25.

Температура розплаву регулюється підбиранням потужності, яка підводиться до індуктора плавильної печі. Підготовка флюсу полягає в плавці вихідних компонентів до потрібної температури активації. Флюс плавиться в електричній нагрівальній печі, в змінних тиглях з жаростійкого чавуну або сталі.

Температура розплаву флюсу в тиглі нагрівальної печі підтримується в заданому інтервалі на протязі всього процесу активації з метою забезпечення якісного очищення зміцнюваної поверхні деталей. Температура нагрівання зміцнюваної частини деталі 1123-1223К (850-950°C). Після нагрівання деталі СВЧ, не допускаючи її охолодження, подають на пост флюсування та занурюють в розплавлений флюс. Наплавлення наморожуванням з розплаву ріжучих елементів робочих органів здійснюється зануренням нагрітої профлюсованої деталі в розплав зносостійкого евтектичного матеріалу з витримкою на протязі 0,8-1,2 с. В продовженні вказаного терміну при

дотриманні оптимальних режимів наплавлення на поверхні деталі твердіє зносостійкий шар товщиною 2-3мм [10].

Рекомендується занурювати деталь в розплав зі швидкістю 0,05-0,2м/с. Така швидкість сприяє повному витіканню флюсу з поверхні, яка підлягає зміцненню, забезпечуючи тим самим максимальну міцність зчеплення зносостійкого матеріалу з основним металом. При наплавленні заморожуванням формуються дільниці аустеніту шириною до 25мкм. В зоні сплавлення формується тонкий (близько 2мкм) аустенітний шар. Фазовий склад покриттів відповідає заданому порошковому матеріалу. Використання легованих хромом та евтектичних порошкових матеріалів ФМІ-6 з великою концентрацією марганцю (25,4% (за масою)) призводить до формування в наплавленому шарі евтектик Fe-Mn-C та Fe-Cr-C і дендритів карбіду $Fe_{0,4}Mn_{3,6}C$ з висями другого порядку, розташованими в кристалографічному напрямку (рис. 1). При зменшенні в сплаві вмісту марганцю до 4-12% (ФМІ-13, ФМІ-43) поряд з вказаними евтектиками замість дендритів марганцевистого карбіду формуються дендрити легованого марганцем і хромом аустеніту. Це характерно для всіх способів утворення покриттів. Якість наплавленого виробу контролюється вимірюванням лінійних розмірів товщини наплавленого шару, знаходженням дефектів і фізико-механічних властивостей покриття.



Рисунок 1 – Мікроструктура евтектичного покриття(ЕП) №1, (х 400)

Наплавлення заморожуванням на заготовку здійснюється наступним чином. Після активації нагріту деталь розміщують в форму, що забезпечує розташування зміцнюваної поверхні під кутом 0-85° по відношенню до напрямку потоку металу у формі. В такому випадку потік розплавленого сплаву попадає на зміцнювану поверхню, стікає по ній в нижню частину порожнини форми, змиваючи частину флюсу, тим самим порушуючи суцільність флюсу чого покриття на поверхні, та заповнює порожнину форми. В міру піднімання рівня розплаву в формі рідкий метал витискує флюс, що залишився на зміцнюваній поверхні, змочує її та кристалізується.

Порожнина форми заповнюється зі швидкістю піднімання розплавленого металу в інтервалі 0,03-0,15м/с, що забезпечує повне витискання флюсу з зміцнюваної поверхні і високий рівень міцності зчеплення між присадочним сплавом і металом заготовки.

Форма виготовляється з вогнетривких матеріалів на основі (графіту, порошкових матеріалів на основі карбідів кремнію і алюмінію). Вона визначає конфігурацію і об'єм наплавлення, забезпечує точність розмірів наплавленого зносостійкого шару.

Евтектичні зносостійкі матеріали, що рекомендуються для наплавлення заморожуванням характеризується наступними фізико-механічними властивостями: твердість не менше 50HRC, ударна в'язкість 50-75 кДж/м², відносна зносостійкість (еталон

сталь 45) 3-6. В процесі заморожування в розплаві з порошкового матеріалу ФМІ-3 формується покриття з рівномірним по товщині розподілом елементів. (див. рис. 2).

Товщина зони сплавлення близько 10 мкм.

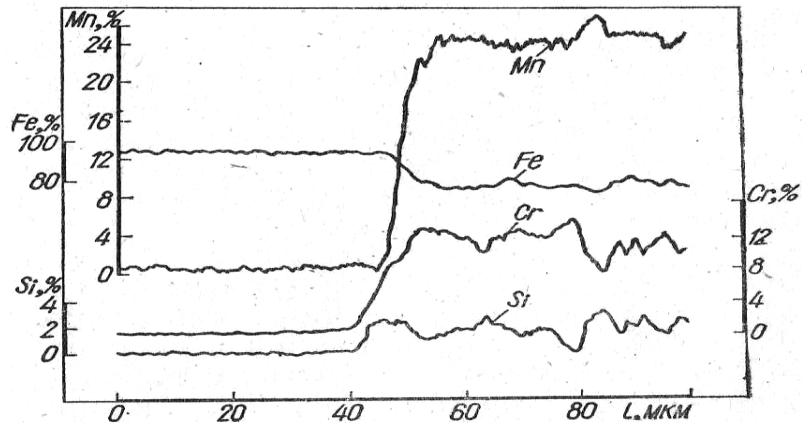


Рисунок 2 – Розподілення елементів по глибині покриття на сталі 45, отриманого зі сплаву ФМІ-3 методом заморожування

При наплавленні заморожуванням ґрунтообробних елементів оптимально узгоджуються конструктивні і технологічні фактори підвищення довговічності деталей.

Аналіз структури показав, що наплавлений сплав в переважному порядку складається з евтектики Fe-Mn-C і Fe-Cr-C дендритів аустеніту і марганцевистого карбіду заліза. Стовбчасті кристали дендритів в основному розташовані по нормалі до поверхні тепловоду. Такий структурний стан наплавленого сплаву забезпечує його підвищену абразивну зносостійкість

Особливо це важливо до деталей, що працюють в абразивному середовищі. В даному випадку тверду фазу в вигляді голок стовбурових дендритів кристалів можна розташовувати перпендикулярно до поверхні тертя.

Встановлено, що твердість, ударна в'язкість і абразивна зносостійкість наплавленого заморожуванням сплаву зі стовбуровою структурною анізотропією. Це свідчить про направлене формування службових властивостей сплаву.

У відповідності з поставленою ціллю розроблена технологія відновлення і зміцнення лемешів плугів приварюванням металокерамічних пластин на основі сталей марок X17H2, X13M2 з карбідом хрому та карбідом титану шляхом аргоно-дугового зварювання.(рис 3,4,5).

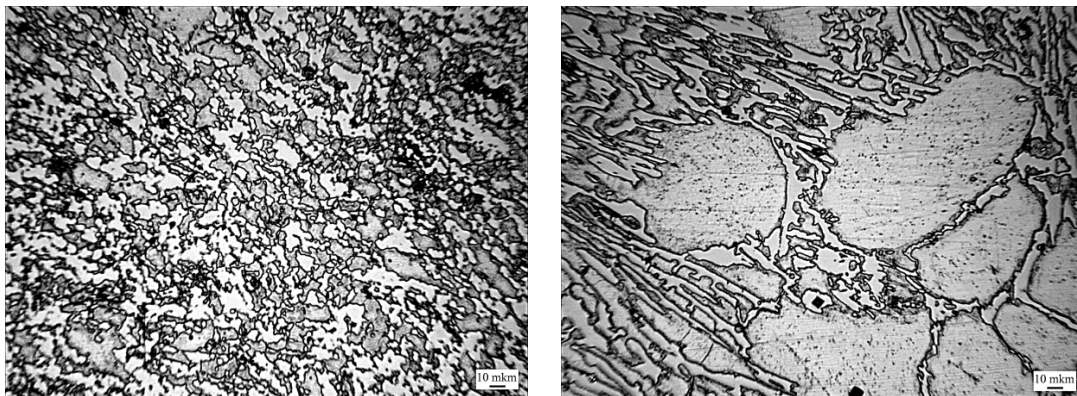


Рисунок 3 – Мікроструктура карбідосталі X13M2-22,5% об. Cr_3C_2 , спеченої при 1200 (а) і 1250 (б) °C

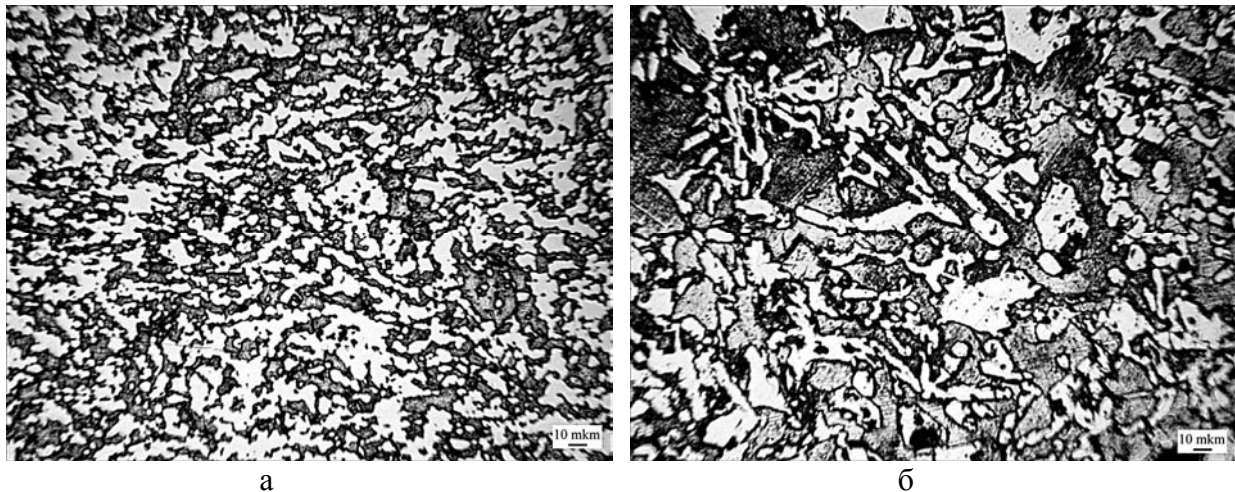


Рисунок 4 – Мікроструктура карбідосталі X13M2-30% об. Cr_3C_2 , спеченої при 1250 (а) і 1300 (б) °C

Розглянувши основні типи зносостійких матеріалів, до яких належать: матеріали з нерівноважною структурою, композиційні матеріали на основі нержавіючих сталей з добавками твердих сполук, зносостійкі тверді сплави та карбідосталі, ми прийшли до висновку, що карбідосталі за участю карбіду хрому є малодослідженими. Хромисті нержавіючі сталі використовують трьох типів: з 13, 17 і 27% Cr, причому сталі з 12% Cr в залежності від вимог мають різний вміст вуглецю (від 0,1 до 0,4%). Сталі з 17-18 і 25-28% Cr інколи мають невелику кількість домішок титану і нікелю. Титан і нікель додають для подрібнення зерна, а нікель для покращення механічних властивостей. Разом з тим за рівнем фізико-механічних, триботехнічних, корозійних та експлуатаційних властивостей вони є перспективними матеріалами для виготовлення деталей з підвищеною зносостійкістю, що працюють в корозійноактивних середовищах. За основу було обрано хромисту сталь, в тому числі з невисоким вмістом нікелю, яка з економічної, технологічної точок зору та рівнем фізико-механічних властивостей є придатною для створення зносокорозійностійких матеріалів. Особливістю структури гаряче штампованої карбідосталі є відсутність перехідної зони в місці контакту карбідного зерна з металом основи.(рис 3,4).

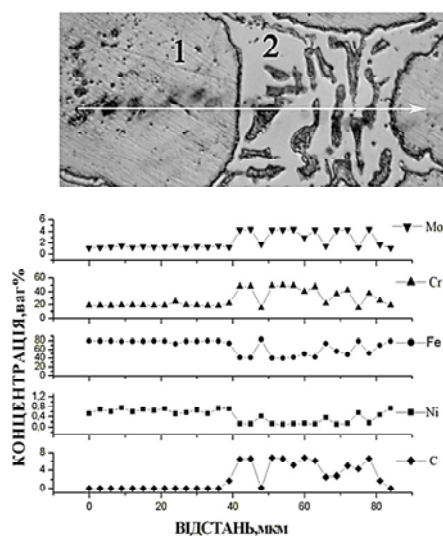


Рисунок 5 – Розподіл Cr, Ni, Fe, Mo, C в зразку (X13M2-15% об. Cr_3C_2) – спікання у вакуумі при $t = 1300$ °C (1 – карбіди; 2 – металева фаза)

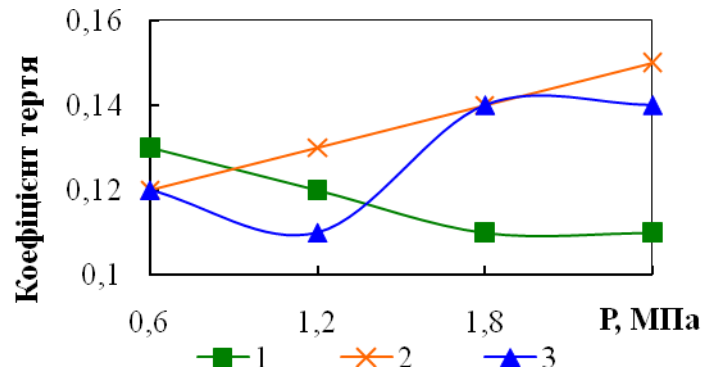


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта тертя від навантаження спечених при 1250 °С карбідосталей: X13M2-15% об. Cr₃C₂ (1); X13M2-22,5% Cr₃C₂ (2); X13M2-30 % об. Cr₃C₂ (3) а

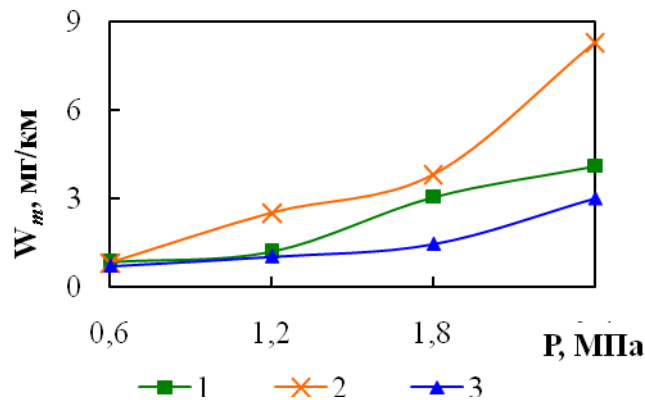


Рисунок 7 – Залежність масового W_m (мг/км) зносу від навантаження спечених при 1250 °С карбідосталей: X13M2-15% об. Cr₃C₂ (1); X13M2-22,5% Cr₃C₂ (2); X13M2-30 % об. Cr₃C₂ (3)б

Таблиця 1 – Корозійна стійкість спечених карбідосталей

Номер зразку	Склад, %		Відносна густина ρ , %	Корозійні властивості					
				30% – ний NaOH		3 % – ний NaCl		20% – ний HNO ₃	
	сталь	Cr ₃ C ₂		П, мм/рік	Бал*	П, мм/рік	Бал	П, мм/рік	Бал
1	X13M2	15	0,93	-	10	0,33	3	0,11	4
2	X13M2	22,5	0,95	0,41	3	-	10	0,06	4
3	X13M2	30	0,97	0,03	4	0,59	2	0,31	2
4	X17H2	7,5	0,99	0,00	10	0,14	3	0,81	2

(* – за десятибальною шкалою)

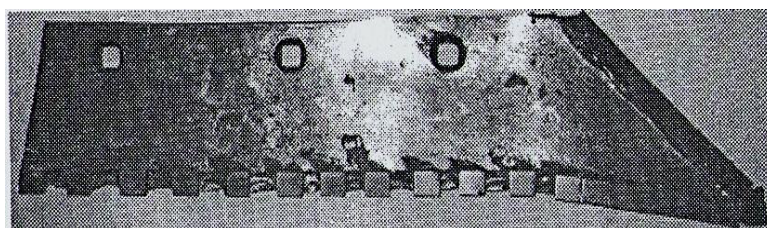


Рисунок 8 - Леміш плугу армований металокерамічними пластинами із карбідосталі X13M2-30% з їх суцільним і переривчастим розташуванням

Карбідосталі на основі X13M2 мають зносостійкість в 1,5-3 рази вищу, порівняно з карбідосталлю X17H2-Cr₃C₂. Це можна пояснити наявністю 2% молібдену, що підвищує дифузійну рухливість хрому і призводить до збільшення його концентрації в при поверхневих шарах і що, як відомо, підвищує зносостійкість (рис.6, рис.7).

Порошкові тверді сплави є композиційними гетерогенними матеріалами, які складаються з твердих тугоплавких сполук розподілених в пластичній матриці з металів тріади заліза. Карбідосталі за своїми властивостями є проміжними між твердими сплавами і інструментальними сталями. Нами запропоновано карбідосталь, в якості основи якої використані хромисті сталі феритного і ферито-мартенситного класів з відносно невеликим вмістом карбідної складової (7,5-30% об.) корозійностійкого вищого карбіду хрому Cr₃C₂. Для їх отримання, поряд з рідко фазним спіканням, можуть бути використані альтернативні методи: гаряче штампування та імпульсне гаряче пресування у вакуумі. У результаті аналізу впливу вмісту компонентів на структуру спеченої карбідосталі виявлено ефект подрібнення мікроструктури при збільшенні кількості карбіду хрому від 7,5 до 30% об., що дозволяє керувати структуроутворенням для досягнення необхідних властивостей карбідосталей (рис.5). Встановлено, що гаряче штампована карбідосталь має анізотропію зерен металу-основи в напрямку, перпендикулярному зусиллю штампування. Особливістю структури гаряче штампованої карбідосталі є відсутність перехідної зони в місці контакту карбідного зерна з металом основи. Це в деяких випадках сприяє підвищенню міцності карбідосталі, що загалом забезпечує зростання механічних властивостей матеріалу.[11]. Корозійна стійкість карбідосталей (табл. 1) значною мірою визначається вибірковою здатністю зовнішньої дії на складові компоненти матеріалу. В умовах, коли стійкість фази карбіду перевищує стійкість сталевोї зв'язки до дії реагентів, загальна стійкість сплавів карбід-сталь збільшуватиметься зі зниженням вмісту сталі. Корозійна стійкість карбідосталей, отриманих гарячим штампуванням, в 30% - розчині NaOH сягає 10 балу (повністю стійкий) до вмісту карбіду хрому 15% включно, але при подальшому підвищенні вмісту Cr₃C₂ корозійна стійкість падає до 4-го балу (понижено стійкий).

Введення Cr₃C₂ підвищує стійкість до абразивного зношування спечених матеріалів в 20 разів порівняно з вихідними сталями. Карбідосталі на основі X13M2 мають зносостійкість в 1,5-3 рази вищу порівняно з карбідосталлю X17H2-Cr₃C₂. Це пояснити наявністю 2% молібдену, що підвищує дифузійну рухливість хрому і призводить до збільшення його концентрації в при поверхневих шарах і що, як відомо, підвищує зносостійкість (рис. 4). Результати досліджень абразивної зносостійкості зразків зі сталі X17H2 показали, що в них спостерігається катастрофічне зношування вже при навантаженні 0,6 МПа. Введення в шихту карбідних домішок суттєво змінює характер зносостійкості, підвищуючи її в 50 разів. Порівняння зносостійкості карбідосталей показує, що інтенсивність зношування карбідосталі з Cr₃C₂ в 13,5 разів менше ніж карбідосталі з TiC. Це може бути пов'язано з вищою концентрацією Cr в металевій складовій карбідосталі з Cr₃C₂ також можливо за рахунок малої інтенсивності взаємодії TiC зі сталеву основою та слабого адгезійного зв'язку між частинками карбіду титану і матрицею.

Збільшення вмісту карбіду призводить до росту зносостійкості, що викликано збільшенням частки твердої складової за рахунок гетерофазної взаємодії з основою та подрібненням розміру металевої фази, що в умовах абразивного зношування по закріпленим частинкам приводить до підвищення зносостійкості. Запропонована технологія відновлення і зміцнення забезпечує міцне з'єднання металокерамічних пластин і леза лемеша (рис.8), що збільшує його ресурс. Використання для зміцнення

лемеша зносостійких пластин з карбідосталей конструкційного призначення дозволяє тривало зберігати вихідну долотоподібну геометрію лемеша.

Висновки.

1. При напавленні наморожуванням оптимально поєднуються конструктивні і технологічні фактори підвищення довговічності деталей машин, і, як наслідок, їх надійність.

2. Ресурс роботи напавлених наморожуванням деталей робочих органів ґрунтообробних машин (лапи культиватора) в 2-4 рази більше ресурсу серійних виробів.

3. Запропонована технологія відновлення і зміцнення лемешів плугів модульними пластинами з порошкових карбідосталей значно розширює межу зношування леза лемеша по ширині та суттєво збільшує його ресурс і надійність плугів.

Список літератури

1. Хрущов М.М. Сопротивление абразивному изнашиванию структурно-неоднородных материалов./М. Хрущов, М. Баби́чев.-М.: Трение и износ в машинах. 1958.-(вып. XII).
2. Хрущов М.М. Исследование изнашивания металлов/М.Хрущов., М.Баби́чев.-М.: Изд-во АН СССР. 1960.- 351 с.
3. Хрущов М.М. Классикация условий и видов изнашивания деталей машин./Хрущов М.М.-М.: Изд АН СССР. В сб.: Трение и износ в машинах, 1953.- 5-17 с.
4. Хрущов М.М. Исследование влияния твердости абразива на износ металла /М.Хрущов, М.Баби́чев.-М.:Изд АН СССР., 1956.-вып.XI.
5. Ткачев В.Н. Износ и повышение долговечности деталей сельскохозяйственных машин/.-Ткачев В.Н.-М.: Машиностроение, 1971.- 264 с.
6. Ткачев В.Н. Высокочастотная наплавка сплавом сормайт самозатачивающихся лемехов /В.Н. Ткачев., Н.В. Казинцев.-Сварочное производство.1963.- №1.
7. Поверхностная прочность материалов при трении/[Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Караулов А.К. и др.]; под ред.Б.И.Костецкого.-К.:Техника.1976.- 296 с.
8. Костецкий Б.И. Износостойкость и антифрикционность деталей машин./Б. Костецкий, И. Носовский.-К.: Техника.1965.-206 с.
9. Пашечко М.И. Формирование и фрикционная стойкость эвтектических покрытий/ Пашечко М.И. Голубец В.М., Чернец М.В.: - К.: Наукова думка, 1993.- 343 с.
10. Голубец В.М. Износостойкие покрытия из эвтектики на основе системы Fe-Mn-C-B/В. Голубец, М. Пашечко.-К.: Наукова думка, 1989.- 160 с.
11. Патент №6567 Україна, МПК (2009), В22/F 7/02. Молоток для кормодробарок /В.Д. Войтюк, М.І. Денисенко, О.О. Котречко, В.А. Маслюк, Р.В. Яковенко, Т.В.Олійник; заявл.17.07.2009; опубл.25.12.2009, Бюл. №24.

Н. Денисенко, В. Рублёв

Технологические методы для обеспечения долговечности рабочих органов и надежности сельскохозяйственных машин

В статье проанализированы современные методы повышения деталей рабочих органов сельскохозяйственных машин поверхностным упрочнением. Надежность и техническое совершенство машин определяется качеством их комплектующих узлов и деталей. Предложенная технология ремонта и упрочнения лемехов плугов модульными пластинами из порошковых карбидосталей значительно расширяет границу износа лемеха по ширине и существенно увеличивает его ресурс и надёжность плугов.

N. Denisenko, V. Rublew

Tekhnologichkskie methods of providing of longevity and reliability of robochikh organs of agricultural machines

In the article the review of modern methods of machines details reliability increasing is conducted with the superficial strengthening. For the design perfection reliability performance the machinery are known to depend on the appropriate quality of completing units.

Одержано 26.07.12

УДК 631.172:633.521

А.С. Лімонт, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Транспортне забезпечення льонозбирального процесу

Досліджено і визначено елементи транспортного забезпечення збирання льоновороху при використанні льонозбиральних комбайнових агрегатів. Охарактеризовані розподіли маси вороху в причепі і що поступає за зміну роботи комбайнового агрегату. Оцінено потік причепів з ворохом, що формує льонозбиральний комбайновий агрегат.

льон-довгунець, ворох, збирання, комбайн, причеп, використання, транспортування, розподіл, потік

Постановка проблеми. Збирання льону-довгунця здійснюють комбайновим чи роздільним способами або їх поєднанням. За комбайнового збирання льонова маса, що надходить з поля в комбайн, розподіляється на два потоки: ворох і соломку. Ефективність використання комбайнів може бути забезпечена за умови потоковості виконання послідовних операцій, що є складовими технологічного процесу комбайнового збирання і пов'язані із накопиченням вороху в причепі, що агрегований з комбайном, та наступним транспортуванням наповненого ворохом причепа до сушильно-переробного пункту. В цьому повідомленні висвітлені деякі з питань проблеми використання машин при комбайновому збиранні льону-довгунця.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Технологічний процес збирання льону-довгунця, що пов'язаний з виробництвом насіння, включає такі операції: 1) збирання льону комбайном і накопичення льонового вороху в кузові причепа у складі льонозбирального комбайнового агрегату (ЛЗКА); 2) транспортування вороху, що накопичений в причепі, до сушильно-переробного пункту льоновороху (СППВ); 3) сушіння льоновороху; 4) переробку та обмолот вороху і одержання насіння. Перераховані операції з визначеними трудовим і матеріально-технічним забезпеченням є окремими ланками відповідного комплексу машин. Склад окремих ланок щодо чисельності відповідних машин має бути визначеним з урахуванням тривалості збирання льону-довгунця і часу використання машин впродовж доби та продуктивності машин у складі тих чи інших ланок.

Показником, що визначає потоковість виконання робіт із збирання льону-довгунця та правильний вибір кількісного складу машин в окремих ланках збирального комплексу і визначення тривалості використання машин різного технологічного призначення, є дотримання залежності вигляду [4]:

In the article the review of modern methods of machines details reliability increasing is conducted with the superficial strengthening. For the design perfection reliability performance the machinery are known to depend on the appropriate quality of completing units.

Одержано 26.07.12

УДК 631.172:633.521

А.С. Лімонт, доц., канд. техн. наук

Житомирський національний агроекологічний університет

Транспортне забезпечення льонозбирального процесу

Досліджено і визначено елементи транспортного забезпечення збирання льоновороху при використанні льонозбиральних комбайнових агрегатів. Охарактеризовані розподіли маси вороху в причепі і що поступає за зміну роботи комбайнового агрегату. Оцінено потік причепів з ворохом, що формує льонозбиральний комбайновий агрегат.

льон-довгунець, ворох, збирання, комбайн, причеп, використання, транспортування, розподіл, потік

Постановка проблеми. Збирання льону-довгунця здійснюють комбайновим чи роздільним способами або їх поєднанням. За комбайнового збирання льонова маса, що надходить з поля в комбайн, розподіляється на два потоки: ворох і солому. Ефективність використання комбайнів може бути забезпечена за умови потоковості виконання послідовних операцій, що є складовими технологічного процесу комбайнового збирання і пов'язані із накопиченням вороху в причепі, що агрегатований з комбайном, та наступним транспортуванням наповненого ворохом причепа до сушильно-переробного пункту. В цьому повідомленні висвітлені деякі з питань проблеми використання машин при комбайновому збиранні льону-довгунця.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Технологічний процес збирання льону-довгунця, що пов'язаний з виробництвом насіння, включає такі операції: 1) збирання льону комбайном і накопичення льонового вороху в кузові причепа у складі льонозбирального комбайнового агрегату (ЛЗКА); 2) транспортування вороху, що накопичений в причепі, до сушильно-переробного пункту льоновороху (СППВ); 3) сушіння льоновороху; 4) переробку та обмолот вороху і одержання насіння. Перераховані операції з визначеними трудовим і матеріально-технічним забезпеченням є окремими ланками відповідного комплексу машин. Склад окремих ланок щодо чисельності відповідних машин має бути визначеним з урахуванням тривалості збирання льону-довгунця і часу використання машин впродовж доби та продуктивності машин у складі тих чи інших ланок.

Показником, що визначає потоковість виконання робіт із збирання льону-довгунця та правильний вибір кількісного складу машин в окремих ланках збирального комплексу і визначення тривалості використання машин різного технологічного призначення, є дотримання залежності вигляду [4]:

$$W_{\text{кл}} \leq W_{\text{тз}} \leq W_{\text{сп}} , \quad (1)$$

де $W_{\text{кл}}$ – продуктивність комбайнової ланки за зміну, т;

$W_{\text{тз}}$ – продуктивність транспортних засобів впродовж зміни на перевезенні вороху від ЛЗКА до СППЛВ, т;

$W_{\text{сп}}$ – продуктивність за зміну сушильно-переробного пункту, т.

До складу вороху входять [18]: насінні коробочки, стебла льону та їхні обривки, вільне насіння льону, стебла і насіння бур'янів, полова (легкі домішки, плівки від зруйнованих насінних коробочок, листя зі стебел льону і бур'янів) та неорганічне сміття. Вміст окремих складових вороху коливається в досить широких межах і його склад зазвичай розділяють на три такі основні складові: насінні коробочки, вільне насіння та домішки. За даними [11, 18] вміст цих складових коливається в межах: насінні коробочки – 52,8...88,0%, вільне насіння – 0,5...8,5% та інші домішки – 10,1...46,1%. Відносна вологість вороху залежно від стиглості льону і погодних умов коливається від 30...68% на початку збирання до 20...45% при завершенні збирального процесу [11]. Об'ємна маса вороху залежно від його складу та вологості коливається від 130 до 350 кг/м³ [18] і її можна подати такою залежністю:

$$\rho_{\text{св}} = \rho_0 + k_{\text{св}} W_{\text{св}} , \quad (2)$$

де $\rho_{\text{св}}$ – об'ємна маса льонового вороху при відповідній його вологості, кг/м³;

ρ_0 – маса сухої речовини вороху, тобто його маса при нульовій вологості, кг/м³ (134; 145,5; 147 кг/м³);

$k_{\text{св}}$ – коефіцієнт, що враховує склад льонового вороху ($k_{\text{св}} = 1,96; 2,32; 3,19$);

$W_{\text{св}}$ – відносна вологість льонового вороху, %.

За дослідженнями І.П. Копйова [11] об'єм льонового вороху, що одержують з одного гектара поля, залежить від урожайності насіння і може бути описаний залежністю:

$$V_{\text{св}} = 2,46 + 0,703 U_{\text{лн}} , \quad (3)$$

де $V_{\text{св}}$ – об'єм вороху з гектара посівної площі, м³;

$U_{\text{лн}}$ – урожайність насіння льону-довгунця, ц/га.

З використанням залежностей (2) і (3) І.П. Копйов [11, 12] пропонує визначати масу сирого вороху з одного гектара за формулою:

$$U_{\text{св}} = (\rho_0 + k_{\text{св}} W_{\text{св}}) (2,46 + 0,703 U_{\text{лн}}) , \quad (4)$$

де $U_{\text{св}}$ – маса сирого вороху з одного гектара льонового поля, кг/га.

Підставимо у (4) середні значення $\rho_0 = 145,5$ кг/м³ та $k_{\text{св}} = 2,32$ і одержимо залежність для розрахунку урожайності сирого вороху:

$$U_{\text{св}} = 10^{-2} (357,83 + 102,29 U_{\text{лн}} + 5,41 W_{\text{св}} + 1,63 W_{\text{св}} U_{\text{лн}}) , \quad (5)$$

де $U_{\text{св}}$ – урожайність сирого вороху, ц/га.

Тривалість навантажування $t_{\text{нав}}$ (год) вороху у причеп в складі льонозбирального комбайнового агрегату М.Н. Биков [2] пропонує визначати за формулою:

$$t_{\text{нав}} = q_{\text{т}} / (G_{\text{св}} \cdot W_{\text{гз}}) , \quad (6)$$

де $q_{\text{т}}$ – вантажомісткість причепа, т;

$G_{\text{св}}$ – вихід сирого вороху з одного гектара, т/га;

$W_{\text{гз}}$ – продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу, га/год.

Розрахунок тривалості навантажування причепа за формулою (6) ускладнюється

у зв'язку з невизначеністю вантажомісткості ТЗ. Залежність для визначення тривалості (год) навантажування причепа, що наведена у праці І.П. Копйова [12], більш повно характеризує параметри, які визначають завантаження причепа транспортованим матеріалом:

$$t_{\text{нав}} = \psi V_{\text{пр}} / [(2,46 + 0,703 U_{\text{лн}}) W_{\text{гз}}], \quad (7)$$

де ψ – коефіцієнт використання місткості кузова причепа, $\psi = 0,50 \dots 0,98$ за середнього значення 0,75;

$V_{\text{пр}}$ – місткість кузова причепа, м^3 .

Забезпечення рівності продуктивностей за зміну всіх ланок льонозбирального комплексу вимагає визначення вантажопотоків, які необхідно реалізувати при збиранні льону-довгунця. За даними [12] середня маса вороху в причепі при комбайновому збиранні льону-довгунця становила 984 кг за розмаху варіювання 735...1400 кг. За даними [22] маса вороху, який висушують щоденно і що поступає впродовж доби від одного ЛЗКА становить 4...5 т, від двох ЛЗКА – 8...10 т, від трьох – до 13...15 т, а від чотирьох працюючих ЛЗКА – до 20 т впродовж доби. За іншою інформацією [21] два комбайни ЛК-4Т за день укладали в сушильне відділення 8...14 т сирого вороху з площі 8...12 га з початковою вологістю 40...50%.

Щодо потреби в причепах 2ПТС-4М в складі збирально-транспортного комплексу стосовно збирання льону-довгунця в літературних джерелах є такі відомості. Так, за [17] рекомендовано два причепа на один комбайн ЛК-4Т (ЛК-4А) та один трактор класу 0,9 чи 1,4 на чотири причепа. За іншою інформацією [15] на два поряд працюючих комбайни ЛК-4Т необхідно мати три причепа 2ПТС-4М для відвезення вороху на сушильно-переробний пункт.

Аналіз проведених досліджень з питань збирання льону-довгунця [2, 3, 8, 12, 13, 17, 20, 21] показав, що в літературних джерелах відсутня інформація щодо статистичного оцінювання транспортного забезпечення льонозбирального комбайнового комплексу, яка характеризувала б і висвітлювала закономірності формування потоків партій вороху, як сировини для одержання насіння льону-довгунця.

Мета дослідження полягала у підвищенні ефективності функціонування льонозбирального комбайнового комплексу на збиранні вороху і його транспортуванні від комбайнового агрегату до сушильно-переробного пункту. *Завдання дослідження*: 1) проаналізувати розподіли маси вороху в наповненому причепі та маси вороху, що надходить впродовж зміни від одного льонозбирального агрегату до сушильно-переробного пункту вороху; 2) дослідити статистичний розподіл кількості наповнених ворохом причепів впродовж зміни використання ЛЗКА.

Об'єкт та методика дослідження. Об'єктом дослідження був технологічний процес накопичення льонового вороху в кузові двовісного тракторного самоскидного причепа та транспортування причепа з ворохом до сушильно-переробного пункту при комбайновому збиранні виробничих посівів льону-довгунця. Методика дослідження базувалася на проведенні хронометражних спостережень за використанням льонозбирального комбайнового агрегату в складі трактора класу 1,4 та комбайна ЛК-4Т і причепа 2ПТС-4М. Тривалість окремих складових часу зміни роботи агрегату та наповнення кузова причепа ворохом фіксували за допомогою секундоміра, а масу вороху в причепі визначали зважуванням наповненого ворохом і порожнього причепа на автомобільних вагах. Обробка експериментальних даних здійснена з використанням методів математичної статистики [6, 9, 10, 16]. При дослідженні накопичення вороху в кузові причепа використані розрахункові залежності з визначення часу наповнення причепа ворохом [12]. Оцінювання випадкового характеру формування потоку партій

вороху від ЛЗКА до сушильно-переробного пункту здійснили з використанням літературних джерел [1, 5, 7].

Результати дослідження. Тривалість навантажування вороху в кузов причепа 2ПТС-4М визначили за формулою (7). При цьому місткість кузова причепа приймали $V_{\text{пр}} = 3,08 \text{ м}^3$, тобто такою, що відповідала його використанню без надставних бортів. Коефіцієнт використання місткості кузова приймали $\psi = 0,75$ та урожайність насіння з урахуванням [21] прийняли $U_{\text{лн}} = 5 \text{ ц/га}$ і продуктивність ЛЗКА за годину змінного часу $W_{\text{гз}} = 0,6 \text{ га/год}$ [14]. З урахуванням прийнятих значень відповідних величин тривалість навантажування вороха в кузов причепа становила 0,64 год.

Маса вороху в причепі (окремої партії вороху, що поступає від одного ЛЗКА) змінювалася в межах 900...2050 кг, а середнє арифметичне значення маси і середнє квадратичне відхилення становили відповідно 1266 і 298 кг за коефіцієнта варіації 23,5%. Розподіл мав додатну асиметрію з показником плюс 0,90 і від'ємний ексцес з показником мінус 0,42. Відношення показників асиметрії і ексцесу до своїх середніх квадратичних відхилень становили відповідно 2,32 і 0,54. Графічно розподіл маси вороху у причепі наведений на рисунку 1, з якого виразно простежується додатна асиметричність розподілу, за якої довга і полого його вітка розташована праворуч моди, що чисельно дорівнює 1014 кг.

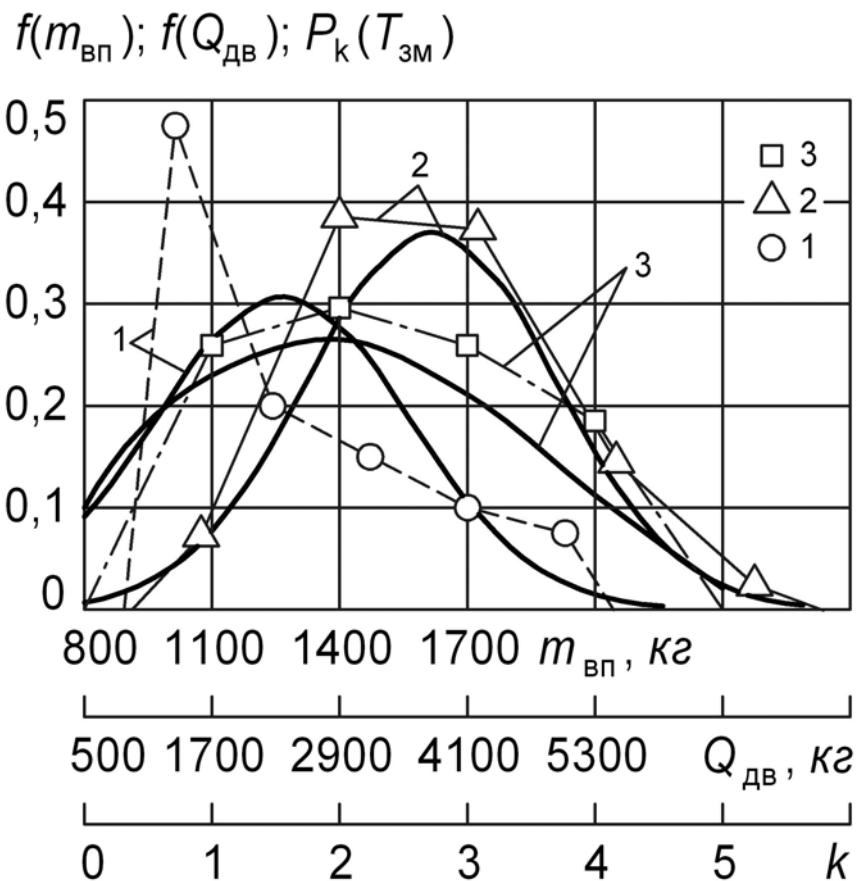


Рисунок 1 – Полігони і криві нормального розподілу маси вороху в причепі $m_{\text{вп}}$ (1) і що надходить за зміну $Q_{\text{дв}}$ (2) на сушильно-переробний пункт від одного комбайнового агрегату та розподіл (3) кількості навантажених причепів k за спостереженнями (ламана лінія) і законом Пуассона (плавна крива), що надходять від одного комбайнового агрегату за зміну

Статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності причепа 2ПТС-4М на перевезенні вороху коливався від 0,22 до 0,51 за середнього арифметичного значення

0,32. Отже, за визначеним коефіцієнтом використання вантажопідйомності в умовах експерименту ворох переважно можна віднести до вантажів четвертого класу. Одержане максимальне значення коефіцієнта використання вантажопідйомності 0,51 свідчить, що ворох можна віднести і до вантажів третього класу. При проектуванні транспортного забезпечення льонозбирального процесу, що пов'язано з визначенням складу технологічної і транспортної ланок потокового збирання льону-довгунця, як складовий елемент вихідних даних рекомендованого брати чисельне значення статичного коефіцієнта використання вантажопідйомності, що дорівнює 0,50.

З полігону розподілу маси вороху в причепі видно, що частота значення маси вороху, яка відповідає модальному значенню ознаки, дорівнює 0,47. За кривою нормального розподілу частота середнього арифметичного значення маси вороху становить 0,31. Наведене порівняння свідчить про необхідність поліпшення використання технічних засобів на збиранні льону-довгунця, яке упорядкувало б тривалість експлуатаційного стану льонозбирального комбайна, за якого здійснюється навантажування вороху в причеп. Таке сприяло б кращому наповненню причепа ворохом, за якого б підвищувався коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ, що супроводжувалося б зменшенням потреби в тракторах і причепах для перевезення вороху.

Вивчення вантажопотоків вороху, що надходив від ЛЗКА до сушильно-переробних пунктів, в льоносіючих підприємствах Народицького району Житомирської області, показало, що маса вороху від одного ЛЗКА коливалася в межах 1000...7400 кг. При цьому розмір статистичної вибірки становив 83 спостережень, тобто комбайно-днів. Середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення розподілу становили відповідно 3762 і 1165 кг, за яких коефіцієнт варіації дорівнював 31,0%. Вивчення скошеності і пологості емпіричного розподілу показало, він мав незначні додатну асиметрію і від'ємний ексцес. Так, показник асиметрії дорівнював плюс 0,31, а показник ексцесу – мінус 0,19. Відношення показників асиметрії і ексцесу до своїх середніх квадратичних відхилень дорівнювали відповідно 1,15 і 0,35. За чисельними значеннями вказаних відношень доходимо висновку про незначущість розбіжностей між емпіричним розподілом маси вороху, що надходить від одного ЛЗКА, та нормальним. Середнє арифметичне значення цієї маси, що дорівнює 3762 кг, входить до статистичної групи з межами варіювання маси вороху 3600...4800 кг, частота якої за емпіричним розподілом становить 0,37. Полігон емпіричного розподілу маси вороху, що надходить від одного ЛЗКА, та відповідна крива нормального розподілу наведені на рисунку. Отже, при виборі стандартного обладнання для оснащення СППЛВ слід враховувати визначену добову масу вороху, що надходить від одного ЛЗКА. Крім того, за цією масою з урахуванням посівної площі льону-довгунця в підприємстві, кількості ЛЗКА та агротехнічної тривалості комбайнового збирання можна вести цілеспрямований пошук сушарок льонового вороху та обладнання для його переробки, що є на ринку відповідних засобів.

Поряд з масовим оцінюванням партій вороху, що надходять впродовж зміни від одного ЛЗКА, важливим для проектування льонозбирального комплексу є і визначення кількості партій вороху (навантажених ворохом причепів), які поступають в одиницю часу (за зміну) до СППЛВ. Стосовно інших технологічних матеріалів, що пов'язані з їхнім збиранням, подібні питання вивчали Л.С. Бакулев [1], В.А. Гоберман (В.М. Янко і А.М. Янко) [7] та інші дослідники, які показали, що розподіл кількості партій матеріалу, що поступає на переробку, описується законом Пуассона.

Емпіричний розподіл кількості навантажених ворохом причепів впродовж зміни роботи ЛЗКА наведений на рисунку. Зроблена спроба вирівнювання цього розподілу за законом Пуассона [16]. Перевірка відповідності емпіричного (реального) розподілу

потоків причепів з ворохом від ЛЗКА закону Пуассона показала, що спостережуваний (розрахунковий) χ^2 -критерій Пірсона дорівнює $\chi_p^2 = 1,68$. За числа ступенів вільності 2 ймовірність згоди знаходиться в межах [16]:

$$P(\chi^2) = \begin{cases} 0,606 & \text{при } \chi^2 = 1,00 \\ 0,368 & \text{при } \chi^2 = 2,00. \end{cases} \quad (8)$$

Наведені в (8) значення ймовірності $P(\chi^2)$ є достатньо високими. За таблицями квантилів χ^2 -розподілу по рівню значущості 0,05 та числу ступенів вільності 2 критичне значення χ^2 -критерію дорівнює $\chi_{кр}^2 = 5,99$ [6]. Оскільки $\chi_p^2 = 1,68 < \chi_{кр}^2 = 5,99$ та зваживши на ймовірності, що наведені в (8), одержані в результаті спостережень дані про потік числа причепів, які завантажують впродовж зміни один ЛЗКА, не суперечать гіпотезі щодо їх розподілу за законом Пуассона. Отже, потік наповнених ворохом причепів, що створюється одним працюючим впродовж зміни ЛЗКА, є найпростішим потоком подій. Число таких причепів на підставі теорії ймовірностей розподілене за законом Пуассона.

Ймовірність наповнення впродовж зміни k причепів $[P_k(T_{зм})]$ з урахуванням спостережень і результатів їх статистичної обробки можна визначити за залежністю:

$$P_k(T_{зм}) = [2,4^k \exp(-2,4)] / k! , \quad (9)$$

де 2,4 – параметр закону Пуассона, що дорівнює середній кількості наповнених ворохом причепів впродовж зміни;

k – число рідкісних подій ($k = 0, 1, 2, 3$ і т.д.);

$k!$ – добуток чисел від 1 до k (факторіал);

e – основа натуральних логарифмів.

За залежністю (9) визначимо ймовірності наповнення впродовж зміни одним ЛЗКА відповідної кількості причепів. Виявилось, що ймовірність не наповнення жодного причепа становить 0,09 та ймовірності наповнення одного причепа, двох і трьох становлять відповідно 0,22; 0,26 і 0,21. Ймовірності наповнення чотирьох і п'яти причепів дорівнюють відповідно 0,12 і 0,06.

Число ТЗ для обслуговування льонозбиральних комбайнів і перевезення вороху до сушильно-переробного пункту можна визначити за формулою [4]:

$$n_{ТЗ} = \frac{(n_k \cdot W_{ГЗ} \cdot T_{зм} \cdot U_{св}) (2l_{в}/v_{тех} + t_{нр})}{T_{м} \cdot q_{н} \cdot \gamma_{с}} , \quad (10)$$

де n_k – кількість ЛЗКА у складі збирально-транспортного комплексу;

$W_{ГЗ}$ – продуктивність за годину змінного часу ЛЗКА, га, $W_{ГЗ} = 0,60$ га/год [14];

$T_{зм}$ – тривалість зміни використання ЛЗКА, год, $T_{зм} = 7$ год;

$U_{св}$ – вихід сирого вороху з одного гектара льонового поля, т/га, з урахуванням [12, 21] прийнято $U_{св} = 1,5$ т/га;

$l_{в}$ – відстань транспортування вороху при збиранні льону-довгунця, км, $l_{в} = 5$ км;

$v_{тех}$ – середньотехнічна швидкість ТЗ, км/год, $v_{тех} = 15$ км/год;

$t_{нр}$ – тривалість навантажування і розвантажування впродовж рейсу, год;

$T_{м}$ – тривалість роботи на маршруті ТЗ, год, $T_{м} = 7$ год;

$q_{н}$ – номінальна вантажопідйомність ТЗ, т, $q_{н} = 4$ т;

$\gamma_{с}$ – статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності ТЗ, $\gamma_{с} = 0,50$.

Тривалість навантажування і розвантажування визначатимемо за формулою:

$$t_{\text{нр}} = t_{\text{нав}} + t_{\text{зтз}} + t_{\text{ддр}} + t_{\text{роз}}, \quad (11)$$

де $t_{\text{нав}}$ – тривалість навантажування причепа ворохом, що працює у складі ЛЗКА, год, $t_{\text{нав}} = 0,64$ год;

$t_{\text{зтз}}$ – тривалість заміни причепа у складі ЛЗКА, хв, $t_{\text{зтз}} = 4,3$ хв [13];

$t_{\text{ддр}}$ – витрата часу на додаткову допоміжну роботу (зважування вантажу – 1,5 хв; очищення кузова – 1,0; відкривання і закривання бортів – 2,5; оформлення документів – 1,0; маневрування агрегату – 2,0 хв), $t_{\text{ддр}} = 8$ хв [19];

$t_{\text{роз}}$ – тривалість розвантажування причепа, хв, $t_{\text{роз}} = 4$ хв [13].

З урахуванням наведених чисельних значень відповідних складових за формулою (11) $t_{\text{нр}} = 0,91$ год. Тоді за формулою (10) для обслуговування одного льонозбирального комбайна розрахункова кількість причепів становить 0,71. Це без урахування причепа, що працює у складі ЛЗКА.

Отже, на підставі проведених досліджень з'ясована можливість використання в експлуатаційних розрахунках з визначення потреби в транспортних засобах для перевезення вороху від ЛЗКА до СППЛВ як ймовірнісних, так і детермінованих моделей, які характеризують відповідні кількісні закономірності між досліджуваними факторами і результативними ознаками.

Висновки. Розподіл маси вороху в кузові 4-тонних тракторних самоскидних причепів, що завантажуються від льонозбирального комбайна, узгоджується з нормальним законом. Середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення розподілу маси вороху в причепі становили відповідно 1266 і 298 кг за коефіцієнта варіації 23,5%. Статичний коефіцієнт використання вантажопідйомності причепа сягав 0,51.

Розподіл маси вороху, що поступає на сушильно-переробний пункт впродовж зміни роботи від одного ЛЗКА, узгоджується з нормальним законом. Середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення розподілу дорівнюють відповідно 3762 і 1165 кг з коефіцієнтом варіації 31,0%.

Потік навантажених ворохом причепів впродовж зміни від одного ЛЗКА описується законом Пуассона. Ймовірності наповнення ворохом одного, двох і трьох причепів становлять відповідно 0,22 та 0,26 і 0,21. За визначених урожайності насіння льону-довгунця, відстані транспортування вороху, технічної швидкості тракторно-транспортного засобу для обслуговування двох ЛЗКА, що працюють в суміжних загінках, потрібно три причепа.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку слід зосередити на опрацюванні передумов проектування сушильно-переробних пунктів льонового вороху.

Список літератури

1. Бакулев Л.С. Элементы теории и расчет производственного процесса уборки урожая / Л.С. Бакулев // Оптимальное проектирование сельскохозяйственных производственных процессов: науч. тр. Всесоюз. акад. с.-х. наук им. В.И. Ленина; под ред. В.А. Желиговского. – М.: Колос, 1971. – С. 3 – 12.
2. Быков Н.Н. Расчет транспортных средств для перевозки продукции от уборочных агрегатов / Н.Н. Быков // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1981. – № 1. – С. 33 – 35.
3. Быков Н.Н. Тенденции развития льнокомбайнов / Н.Н. Быков // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. – 1977. – № 9. – С. 14 – 17.
4. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учеб. [для ин-тов и факультетов механизации с. х.] / Веденяпин Г.В., Киртбая Ю.К., Сергеев М.П. – М.: Колос, 1968. – 344 с.
5. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки: учеб. [для студ. вузов, обучающихся по спец. «Эксплуатация автомобильного транспорта»] / Воркут А.И. – К.: Вища шк., 1986. – 447 с.

6. Герасимович А.И. Математическая статистика: [учеб. пособ. для студ. инж.-технич. и эконом. спец. вузов]. / Герасимович А.И. – Минск: Вышэйш. шк., 1983. – 279 с.
7. Гоберман В.А. Расчет погрузочно-разгрузочных средств методами теории массового обслуживания / В.А. Гоберман, В.М. Янко, А.М. Янко // Оптимальное проектирование сельскохозяйственных производственных процессов: науч. тр. Всесоюз. акад. с.-х. наук им. В.И. Ленина; под ред. В.А. Желиговского. – М.: Колос, 1971. – С. 56 – 73.
8. Горбовий А.Ю. Перспективи покращення механізації льонарства в Україні / А.Ю. Горбовий, Л.П. Середа, В.М. Пришляк // Вісн. Харків. нац. техніч. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: механізація с.-г. виробництва. – Х., 2008. – Вип. 75, Т. 2. – С. 159 – 169.
9. Дмитриев Е.А. Математическая статистика в почвоведении: учеб. пособ. / Дмитриев Е.А. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 1972. – 292 с.
10. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследований): учеб. [для агроном. спец. с.-х. вузов] / Доспехов Б.А. – М.: Колос, 1973. – 336 с.
11. Копьев И.П. Некоторые свойства льняного вороха, как материала для сушки / И.П. Копьев // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна. – М.: Московский рабочий, 1969. – Вып. VII. – С. 353 – 375.
12. Копьев И.П. Производительность пунктов сушки и переработки льняного вороха при поточной комбайновой уборке льна-долгунца / И.П. Копьев // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 100 – 113.
13. Лімонт А.С. Дослідження і розрахунок транспортування вороху в льонозбиральному комбайновому комплексі / А.С. Лімонт, В.О. Ломакін // Вісн. Житомир. держ. технолог. ун-ту: технічні науки. – Житомир, 2010. – № 2 (53), Т. 2. – С. 91 – 95.
14. Лімонт А.С. Циклограма роботи льонозбирального комбайнового агрегату та його корисне використання / А.С. Лімонт // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України. – К., 2009. – Вип. 140. – С. 321 – 329.
15. Махов М.М. Некоторые вопросы технологии уборки льна-долгунца / М.М. Махов, В.Г. Жуков // Исследование технологических процессов и рабочих органов машин для уборки зерновых и лубяных культур: тр. ВИСХОМ. – М.: ОНТИ ВИСХОМа, 1975. – Вып. 86. – С. 3 – 20.
16. Методика статистической обработки эмпирических данных: РТМ 44–62. – М.: Изд-во стандартов, 1966. – 100 с.
17. Практическое руководство по освоению интенсивной технологии возделывания льна-долгунца / [М.М. Труш, И.П. Сергеев, А.Н. Марченков и др.]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 72 с.
18. Толковский В.А. Исследование льняного вороха как материала для сушки / В.А. Толковский // Тр. Всесоюз. НИИ льна. – Калинин. книжное изд-во, 1958. – Вып. 5. – С. 225 – 235.
19. Тракторно-транспортні роботи. Методика розрахунку та норми виробітку і витрати пального / [Вітвіцький В.В., Семененко Н.М., Лобастов І.В., Панкова А.І.]; за ред. В.В. Вітвіцького. – К.: ТОВ «Комплекс Віта», 1995. – Кн. 5. – 486 с.
20. Шейченко В.О. Льонозбиральна техніка: проблеми та перспективи розвитку / В.О. Шейченко // Вісн. аграр. науки. – 2010. – № 5. – С. 60 – 65.
21. Шрейдер М.Н. Использование машины ВР-1,2 с сушильным оборудованием ОСВ-60 / М.Н. Шрейдер, Л.Н. Молканов, А.И. Тюрин // Лен и конопля. – 1970. – № 8. – С. 20 – 22.
22. Шрейдер М.Н. Усовершенствование ворохораздельной машины ВР-1,2 / М.Н. Шрейдер, В.И. Смирнов, А.И. Тюрин // Тр. Всесоюз. ордена Трудового Красного Знамени НИИ льна: экономика, механизация льноводства, первичная обработка льна. – Торжок, 1972. – Вып. 10. – С. 137 – 142.

А. Лімонт

Транспортное обеспечение льноуборочного процесса

Исследованы и определены элементы транспортного обеспечения уборки льновороха при использовании льноуборочных комбайновых агрегатов. Охарактеризованы распределения массы вороха в прицепе и поступающего за смену работы комбайнового агрегата. Оценен поток прицепов с ворохом, который формирует льноуборочный комбайновый агрегат.

A. Limont

The transport service of the flax harvesting process

The paper investigates and determines the elements of the transport service of flax heap harvesting

when using flax harvesting combine units. It characterizes the distribution of the heap bulk in the trailer and the bulk coming during the shift of the combine unit operation. The flow of trailers with heap which forms the flax harvesting combine unit has been estimated.

Одержано 31.08.11

УДК 621.84

А.В Гагалюк, канд. техн. наук, А. Б Гупка, асп., В. М Клендій, асп.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
І.М.Кучвара, асп., В. В. Крук, канд. техн. наук
Бережанський агротехнічний інститут Національного університету біоресурсів і природокористування України

Обґрунтування параметрів переналагоджуваних кондукторів для свердління отворів при виготовленні і відновленні

Представлена конструкція переналагоджувального кондуктора для свердління отворів деталей сільськогосподарських та інших машин, який забезпечує підвищення експлуатаційної надійності і довговічності кондукторів. Приведені теоретичні залежності зношування поверхні кондукторних втулок від конструктивних параметрів та параметрів взаємодії системи свердління та кондукторної втулки. Економічно обґрунтовано впровадження удосконаленої конструкції.
переналагоджувальний свердлильний кондуктор, радіально упорний підшипник, змінна кондукторна втулка

Актуальність теми. Сучасний стан розвитку сільськогосподарського машинобудування з виготовлення машин і відновлення деталей в умовах ринкової економіки вимагає нових шляхів підвищення експлуатаційних і технологічних параметрів деталей машин, технологічного оснащення, що дасть змогу поліпшити якість продукції та зробити виробництво гнучким і швидко переналагоджуваним на різні типорозміри деталей машин, кількість яких визначають потреби ринку.

Аналіз останніх результатів досліджень. Розробленню конструкцій кондукторів для свердління отворів у деталях машин при їх виготовленні і відновленні присвячено багато праць, тим більше, що кондуктори використовують на кожному підприємстві сільськогосподарського машинобудування. У роботах професорів Б.І. Костецького [1] і Крагельського Н.В [2] подані методики розрахунку надійності й довговічності деталей тертя загального призначення. У роботі М.А. Ансьорова [3] йдеться про стаціонарні кондуктори, розраховані для крупносерійного і масового виробництва, тобто у яких немає гнучкості, що важлива в умовах сучасного виробництва. У роботі А.К. Горошкина [4] проведено розрахунок кондукторів на точність, але не враховано зношення однієї із найважливіших частин – кондукторної втулки. Крім того, мало уваги приділено обертовим кондукторним втулкам, як самим надійним і довговічним.

© А.В Гагалюк, А. Б Гупка, В. М Клендій, І.М.Кучвара, В. В. Крук, 2012

when using flax harvesting combine units. It characterizes the distribution of the heap bulk in the trailer and the bulk coming during the shift of the combine unit operation. The flow of trailers with heap which forms the flax harvesting combine unit has been estimated.

Одержано 31.08.11

УДК 621.84

А.В Гагалюк, канд. техн. наук, А. Б Гупка, асп., В. М Клендій, асп.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя
І.М.Кучвара, асп., В. В. Крук, канд. техн. наук
Бережанський агротехнічний інститут Національного університету біоресурсів і природокористування України

Обґрунтування параметрів переналагоджуваних кондукторів для свердління отворів при виготовленні і відновленні

Представлена конструкція переналагоджувального кондуктора для свердління отворів деталей сільськогосподарських та інших машин, який забезпечує підвищення експлуатаційної надійності і довговічності кондукторів. Приведені теоретичні залежності зношування поверхні кондукторних втулок від конструктивних параметрів та параметрів взаємодії системи свердління та кондукторної втулки. Економічно обґрунтовано впровадження удосконаленої конструкції.
переналагоджувальний свердлильний кондуктор, радіально упорний підшипник, змінна кондукторна втулка

Актуальність теми. Сучасний стан розвитку сільськогосподарського машинобудування з виготовлення машин і відновлення деталей в умовах ринкової економіки вимагає нових шляхів підвищення експлуатаційних і технологічних параметрів деталей машин, технологічного оснащення, що дасть змогу поліпшити якість продукції та зробити виробництво гнучким і швидко переналагоджуваним на різні типорозміри деталей машин, кількість яких визначають потреби ринку.

Аналіз останніх результатів досліджень. Розробленню конструкцій кондукторів для свердління отворів у деталях машин при їх виготовленні і відновленні присвячено багато праць, тим більше, що кондуктори використовують на кожному підприємстві сільськогосподарського машинобудування. У роботах професорів Б.І. Костецького [1] і Крагельського Н.В [2] подані методики розрахунку надійності й довговічності деталей тертя загального призначення. У роботі М.А. Ансьорова [3] йдеться про стаціонарні кондуктори, розраховані для крупносерійного і масового виробництва, тобто у яких немає гнучкості, що важлива в умовах сучасного виробництва. У роботі А.К. Горошкина [4] проведено розрахунок кондукторів на точність, але не враховано зношення однієї із найважливіших частин – кондукторної втулки. Крім того, мало уваги приділено обертовим кондукторним втулкам, як самим надійним і довговічним.

© А.В Гагалюк, А. Б Гупка, В. М Клендій, І.М.Кучвара, В. В. Крук, 2012

Мета роботи. Розробити конструкцію переналагоджуваного пристрою і кондуктора із обертовими кондукторними втулками та провести порівняльний аналіз нерухомих і обертових кондукторних втулок щодо стійкості до зношування при виготовленні і відновленні деталей сільськогосподарських машин.

Роботу виконано згідно з координаційним планом Комітету з питань науки і техніки та Міністерства освіти і науки молоді та спорту України з розділу «Машинобудування», «Розроблення і дослідження ресурсозберігаючих та енергозберігаючих технологій в галузі сільськогосподарського машинобудування» на 2010...2015 роки.

Реалізація роботи. Нами розроблена конструкція накладного переналагоджувального кондуктора (рис. 1.) [5], який виконано у вигляді кондукторної плити 1 з кондукторними втулками 2. Знизу кондукторної плити по її центру рівномірно по колу виконані радіальні, наприклад, три, пази 14 типу ластівчиного хвоста, які є у взаємодії з трьома розрізними секціями базуючих і затискних елементів 15 циліндричної форми з можливістю радіального їх переміщення. По зовнішньому діаметру базуючі і затискні елементи є у взаємодії з внутрішнім отвором 3 оброблюваної деталі 4. По зовнішньому діаметру базуючих і затискних елементів 15 по середині їх висоти виконано циліндричну U – подібну канавку 5, яка є у взаємодії з стискувальною циліндричною пружиною 6, яка стискує три секції базуючих і затискних елементів до середини.

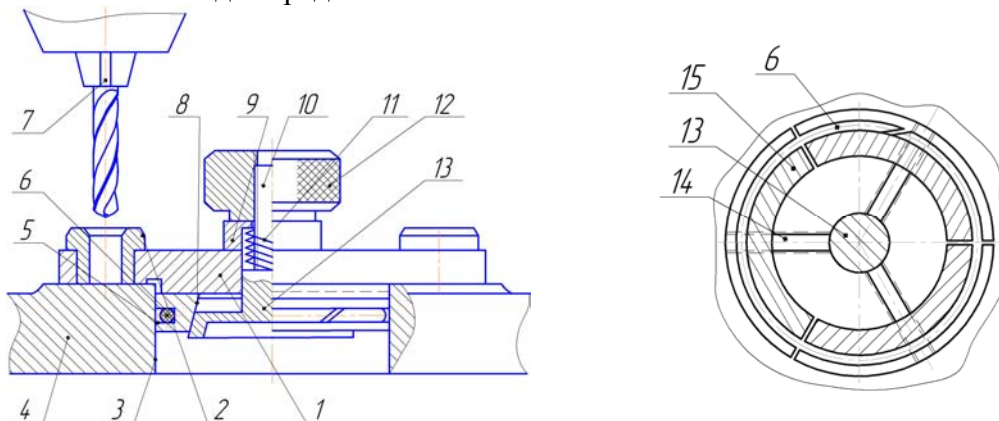


Рисунок 1 – Накладний переналагоджувальний сверлильний кондуктор

По внутрішньому діаметру базуючі і затискні елементи виконані у вигляді внутрішнього конуса 8, який є у взаємодії з аналогічною конусною поверхнею затискного елемента 13 циліндричної форми, який у верхній частині виконаний у вигляді шпильки 10. Для зручності експлуатації кондуктора зверху між кондукторною плитою 1 і нижнім торцем гвинтового затискного барабана на шліці встановлено розпірну втулку 9, яка внутрішнім ступінчастим отвором є у взаємодії з розтискною циліндричною пружиною 11. Оброблення отворів в оброблюваній деталі 6 здійснюється свердлами 7, зенкерами або розвертками.

Робота накладного кондуктора здійснюється наступним чином. Базування кондуктора здійснюється по внутрішньому діаметру 3 оброблюваної деталі 4. При цьому затискний гвинтовий барабан 12 викручують зі шпильки 10 і під дією пружин 6 і 11 базуючі затискні елементи 15 стискуються до центра таким чином, щоб його зовнішній діаметр був менший внутрішнього діаметра 3 оброблюваної деталі. Після чого накладний кондуктор накладають на оброблювану деталь 4 і за допомогою затискного барабана закріплюють його. Після чого здійснюють технологічний процес оброблення отворів. Після його завершення гвинтовий затискний барабан 12

викручують зі шпильки, а конічний затискний елемент 13 під дією пружини 11 зміщується вниз, базуючі і затискні елементи 15 сходяться до центра під дією стискувальної пружини 6 і звільняють деталь від затиску. Кондуктор накладний переставляють на оброблення іншої деталі. До переваг кондуктора відноситься - підвищення точності базування кондуктора і оброблення деталей.

Друга конструкція переналагоджуваного свердлильного кондуктора (рис.2.) [6] виконано у вигляді верхньої плити 1, по центру якої зверху виконано ступінчастий циліндричний отвір 2, у який запресований радіально упорний підшипник 3, вісь якого співпадає з віссю свердла 4. У внутрішній отвір внутрішнього кільця 5 підшипника запресована змінна втулка 6 з буртом 7, довжиною меншою від ширини підшипника, з можливістю колового провертання з внутрішнім кільцем підшипника і свердлом. Знизу у зовнішньому кільці підшипника виконана кільцева канавка 8, яка взаємодіє зі стопорним кільцем 9, внутрішній діаметр якої взаємодіє із зовнішньою кільцевою виточкою 10 внутрішнього кільця підшипника.

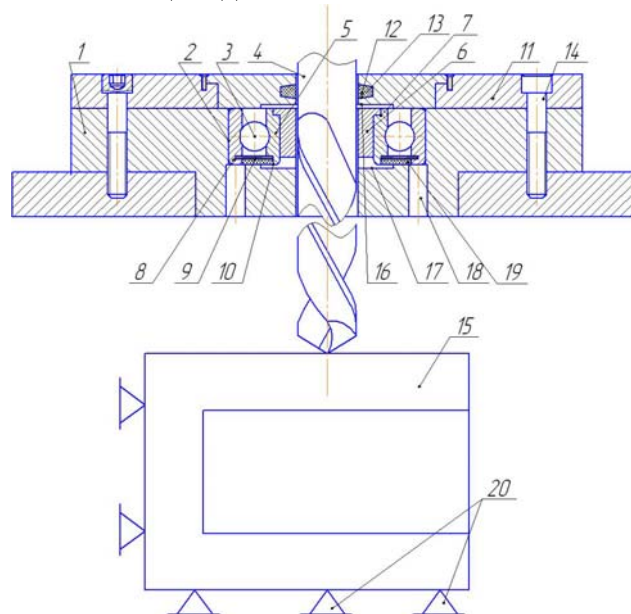


Рисунок 2 – Кондукторна плита із обертовою втулкою [5]

Знизу в кондукторній плиті 1 під зовнішнім кільцем підшипника виконано два радіально розміщені наскрізні отвори 18 діаметром більшим товщини зовнішнього кільця підшипника, які є у періодичні взаємодії з випресуваними пальцями в разі ремонту чи потреби заміни змінної втулки (на кресленні не показано). Під стопорним кільцем 9 встановлено ущільнююче войлочне кільце 19 для герметизації і запобігання витікання мастила з зони тертя.

Зверху верхньої плити 1 встановлено затискну плиту 11 з войлочно-змащувальним кільцем 13, для змащення свердла 4 під час роботи.

Робота переналагоджувального свердлильного кондуктора здійснюється відомим способом. Заготовка 15 встановлюється на опорні бази 20 і закріплюється. Для забезпечення змащення в зону кульок підводиться мастило через маслянку, яка на кресленні не показана.

Під час свердління отворів свердло і втулка контактено взаємодіють. Використання стаціонарних нерухомих кондукторних втулок призводить до того, що поверхні втулок зношуються унаслідок обертового і лінійного руху по них свердла. Під

час використання обертових втулок на підшипниках контактна поверхня втулок зношується в основному – через лінійне переміщення свердла.

Величину зношування втулок для даних умов визначають інтенсивністю зношування k , яка залежить від матеріалу втулки та свердла, їхньої твердості, шорсткості поверхонь, використання змазувально-охолоджуючі рідини (ЗОР), та інше. Інтенсивність зношування визначаємо експериментально. Оскільки тертя між втулкою і свердлом нормальне, без патологічних особливостей, згідно з літературними даними

$$[1] \quad k = 2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{мкм}}{\text{м}}.$$

Величина зношування втулки під час оброблення партії деталей визначається з залежностей:

– для обертових втулок

$$h_1 = l_1 \cdot k \cdot w, \quad (1)$$

де h_1 – величина зношення обертової втулки, мкм;

l_1 – шлях контакту між обертовою втулкою і свердлом, м;

w – кількість деталей у партії;

– для нерухомих втулок

$$h_2 = l_2 \cdot k \cdot w, \quad (2)$$

де h_2 – величина зношення нерухомої втулки, мкм;

l_2 – шлях контакту між нерухомою втулкою і свердлом, м.

Шлях контакту між обертовою втулкою і свердлом визначають за формулою

$$l_1 = k_1 H (1 + k_2), \quad (3)$$

де k_1 – коефіцієнт проковзування, $k_1 = 1, 2 \dots 1, 4$;

H – довжина свердління, м;

k_2 – коефіцієнт, що враховує зменшення нормальної сили на поверхнях контакту під час зворотного ходу свердла, $k_2 = 0, 4 \dots 0, 8$.

Шлях контакту між нерухомою втулкою і свердлом визначають за формулою

$$l_2 = H \cdot \left(\frac{1}{S_1} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} + \frac{k_2}{S_2} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} \right), \quad (4)$$

де S_1 – величина подачі свердла під час врізання, м/об;

S_2 – величина подачі свердла під час зворотного ходу, м/об;

r – радіус свердла, м.

Довжину свердління визначається з залежності:

$$H = H_1 + H_2 + H_3, \quad (5)$$

де H_1 – висота втулки, м;

H_2 – зазор між втулкою і деталлю, м;

H_3 – глибина отвору, м.

Коефіцієнт зменшення зношення обертових втулок порівняно із нерухомими визначають з залежності:

$$k_H = \frac{k_1 (1 + k_2) \cdot K_3}{\frac{1}{S_1} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} + \frac{k_2}{S_2} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2}}, \quad (6)$$

де k_3 – коефіцієнт, що враховує зменшення нормальних сил на поверхні контакту свердла під час прямого і зворотнього ходу, $k_3 \approx 0, 7 \dots 0, 9$.

Необхідну кількість втулок для виготовлення партії деталей визначають з залежності:

– обертових втулок

$$m_1 = \frac{h_1}{h_{\max}}, \quad (7)$$

де m_1 – необхідна кількість обертових втулок;

h_1 – величина зношення обертової втулки, мкм;

$h_{\max}$ – максимально допустима величина зношення втулки, мкм;

– нерухомих втулок

$$m_2 = \frac{h_2}{h_{\max}}, \quad (8)$$

де m_2 – необхідна кількість нерухомих втулок;

h_2 – величина зношення нерухомої втулки, мкм;

$h_{\max}$ – максимально допустима величина зношення втулки, мкм.

Враховуючи значення формул (1) і (3), визначають необхідну кількість обертових втулок

$$m_1 = \frac{k_1 \cdot k \cdot w \cdot H(1 + k_2)}{h_{\max}}. \quad (9)$$

Враховуючи значення формул (2) і (4), визначають необхідну кількість нерухомих втулок

$$m_2 = \frac{k \cdot w \cdot H \left(\frac{1}{S_1} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} + \frac{k_2}{S_2} \sqrt{4\pi^2 r^2 + S_1^2} \right)}{h_{\max}}. \quad (10)$$

Економічний ефект від застосування обертових втулок визначають за формулою:

$$C = C_1 - C_2, \quad (11)$$

де C – економічний ефект від застосування обертових кондукторних втулок, грн;

C_1 – собівартість використання нерухомої втулки, грн;

C_2 – собівартість використання обертової втулки, грн.

Собівартість використання нерухомої втулки

$$C_1 = P_1 \cdot m_2, \quad (12)$$

де P_1 – вартість однієї нерухомої втулки, грн.

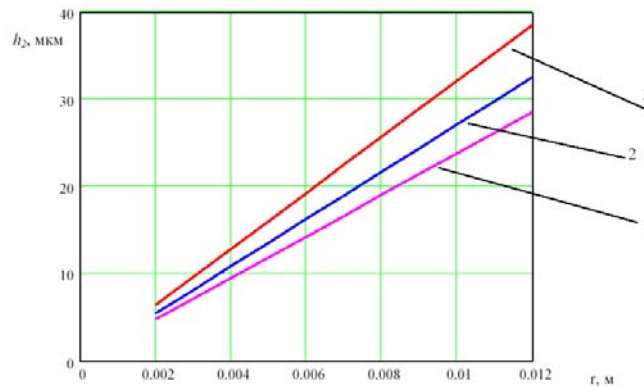
Собівартість використання обертової втулки

$$C_2 = P_2 \cdot m_1, \quad (13)$$

де P_2 – вартість однієї обертової втулки, грн.

Для прикладу, після проведених розрахунків і пошукових дослідів, встановлено, що економічний ефект від застосування обертових втулок під час свердління отворів діаметром 10 мм на глибині свердління 20 мм при величині партії деталей 10000 шт. становить 132 грн.

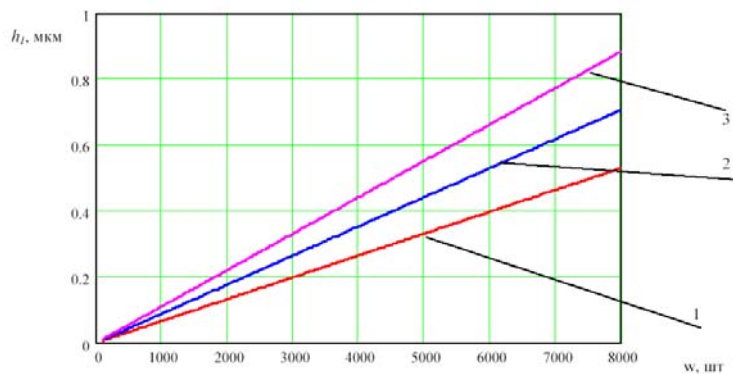
Графік залежності величини зношення нерухомої втулки від радіуса робочого свердла показано на рис. 3 звідти видно, що при збільшенні радіуса свердла і відповідно радіуса оброблення величина зношування нерухомої втулки зростає, а при зменшенні величини подачі величина зношування втулки зменшується.



1 – $SI=0,2$ мм/об; 2 – $SI=0,25$ мм/об; 3 – $SI=0,3$ мм/об

Рисунок 3 – Графік залежності величини зношування нерухомої втулки від радіуса свердла

На рисунку 4 зображено графік залежності величини зношування обертової втулки від кількості деталей у партії.



1 – $H=20$ мм; 2 – $H=25$ мм; 3 – $H=30$ мм

Рисунок 4 – Графік залежності величини зношення втулки від кількості деталей у партії:

Згідно з цього графіка робимо висновок, що при збільшенні кількості деталей у партії та висоти втулки величина зношення обертової втулки зростає.

Висновки. На основі проведених досліджень можна зробити такі висновки: 1. Розроблена конструкція накладного переналагоджувального сверлильного кондуктора, який забезпечує точне базування і підвищену якість оброблення. 2. Приведено конструкцію кондукторної плити із обертовими втулками на базі радіальних підшипників для свердління отворів і системою змащення при осьових переміщеннях. Переваги кондукторної плити: простота конструкції, можливість переналагодження на свердління й інших діаметрів у заготовках, зменшення сил тертя свердла з кондукторною втулкою через підшипник і систему осьового змащення, відповідно збільшення точності оброблювальних отворів і зменшення енерговитрат та спрацювання свердл і кондукторних втулок. 3. Досліджено вплив технологічних параметрів процесу свердління і конструктивних параметрів втулки на величину її зношування. Проведено порівняльний аналіз застосування обертових кондукторних втулок і нерухомих кондукторних втулок. Визначено величину зношування, необхідну кількість і собівартість кондукторних втулок двох типів. Встановлено, що при значній величині партії деталей доцільно застосовувати обертові втулки. Зображено відповідно до розрахунків графічні залежності.

Список літератури

1. Костецкий В. И. Надежность и долговечность машин / Костецкий В. И. – К. : Техника, 1975. – 408 с.

2. Крагельский Н.В. Основы расчета на трение и износ / Крагельский Н.В, Добычин М.Н., Комбалов В.С. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с.
3. Ансеров М. А. Приспособления для металлорежущих станков / Ансеров М. А. – М : Изд. Машиностр., 1975. – 658 с.
4. Горошкин А.К. Приспособления для металлорежущих станков / Горошкин А.К. – М.: Машиностроение, 1973. – 303 с.
5. Пат. №56735 Україна. МПК В23В 49/00. Кондуктор накладний. Пономаренко С. В., Стефанів В. М., Гевко І.Б., Ляшук О.Л., Диня В.І. заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №и 201008318; заявл. 05.07. 10; опубл. 25.01. 11, Бюл. №2, 2011.
6. Пат. № 43226 Україна. МПК В23В 49/00. Кондукторна плита свердлильного пристрою. / Гупка Б.В., Стойко І. І., Гевко І. Б. заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №и 2001042269; заявл. 05.04. 01; опубл. 05.11. 01, Бюл. №10, 2001.

А. Гагалюк, А. Гупка, В. Клендий, І. Кучвара, В. Крук

Обоснование параметров переналаживаемых кондуктор для сверления отверстий

Представленная конструкция переналаживаемого кондуктора для сверления отверстий деталей машин, обеспечивающий повышение прочности и долговечности кондукторов. Приведены теоретические зависимости износа поверхности кондуктора от конструктивных параметров и параметров взаимодействия системы сверления и кондукторной втулки. Экономически обосновано внедрение усовершенствованной конструкции.

A. Gagalyuk., A. Gupka, V. Klendiy, I. Kuchvara, V. Cruk

A ground of parameters of adjusting conductor is for wimbling

Construction of adjusting conductor is presented for the drilling opening in the details of machines, which provides the rise of reliability and longevity of conductor bushes. he theoretical dependence of wear of surface of conductor bushes from structural arameters and parameters of co-operation of system drill and bush are developed. conomical viability of the improved construction is calculated.

Одержано 20.01.12

УДК 621.9.077:621.865.85

І.І.Павленко, проф., д-р техн. наук, М.О.Годунко, канд. техн. наук,
В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Основні показники та вимоги до захватних пристроїв промислових роботів

Проаналізовано технічні характеристики захватів роботів та показники їх якості. Також розглянуто вимоги до захватів загального характеру і спеціального призначення, пов'язані з конкретними умовами їх роботи. Надано рекомендації щодо вибору вимог до проектування захватних пристроїв.

промисловий робот, захватний пристрій, експлуатаційні показники, вимоги до захватних пристроїв

Постановка проблеми. Основним напрямком розвитку машинобудування є збільшення випуску продукції та зростання її якості при одночасному скороченні трудових і інших витрат. Це забезпечується шляхом вдосконалення існуючих та впровадженням нових, більш продуктивних видів обладнання і технологічних процесів, а також засобів їх механізації і автоматизації.



1 – виконавчий механізм; 2 – ЗП робота; 3 – блок управління; 4 – пульт управління

Рисунок 1 - Основні складові ПР

Сучасне виробництво вимагає комплексного підходу до вирішення задач автоматизації, шляхом створення нового обладнання, технологічних процесів, систем автоматизації управління виробництвом, що забезпечить покращення умов праці та зменшення потреби в робочій силі. Велику роль в автоматизації виробництва відіграють гнучкі автоматизовані системи з промисловими роботами (ПР). Промислові роботи (рис.1) здатні замінити людину в багатьох видах виробничих процесів маючи при цьому ряд переваг. Це висока швидкодія, відсутність втомлюваності, можливість функціонування в багатозмінному режимі та ін., що дозволяє збільшити продуктивність праці, здешевити продукцію, швидко переналагодитись на випуск нової продукції. Виконання роботом поставлених задач здійснюється за допомогою робочого органу, який є пристроєм ПР для безпосереднього виконання технологічних операцій та допоміжних переходів. Відповідно, робочим органом може бути технологічний інструмент (різальний інструмент, зварювальні лещата, фарборозпилювач, пристрій з'єднання деталей, вимірювальний пристрій та ін.) або захватний пристрій (ЗП). Тому актуальним є визначення основних показників та вимог до робочого органа промислового робота, - його захватного пристрою (рис.1, поз.2).

Аналіз останніх досліджень. Питанням визначення основних вимог та показників оцінки якості ЗП промислових роботів розглядалися в роботах Ю.Г. Козирева [1], В.І. Костюка та ін. [2], І.І. Павленка [3], Г.А. Спину [4], І.Б. Челпанова [5] та ін. У машинобудівному виробництві найбільшого розповсюдження набули механічні ЗП з обертовими затискними важелями та призматичними затискними елементами. Вони відрізняються простотою конструкції, невисокою вартістю та надійним затиском значного діапазону утримуваних деталей.

Основними експлуатаційними показниками ЗП є сили затиску, діапазон розмірів утримуємих деталей захватом, його точність, масо-габаритні характеристики, час спрацювання ЗП (затиск або розтиск) та ін.

Основні характеристики ЗП безпосередньо пов'язані з особливостями конструктивного виконання ПР та його технічними параметрами (СТ СЕВ 5948-87):

Номінальна вантажність ПР – найбільше значення маси об'єктів маніпулювання або технологічної оснастки, включаючи масу **захватного пристрою**, при якій гарантується їх затиск, утримування і забезпечення встановлених значень експлуатаційних характеристик ПР. **Максимальна вантажність ПР** – найбільше значення маси об'єктів маніпулювання або технологічної оснастки, включаючи масу **захватного пристрою**, при якій не виникає поломки чи руйнування ПР у випадку обмеження допустимих умов роботи по відношенню до умов, що прийняті для номінальної вантажності.

Простір руху ПР – простір, у якому можуть знаходитися рухомі частини ПР при його русі. **Робочий простір ПР** – простір, в якому **захватний пристрій** виконує свої функції у відповідності з призначенням ПР та встановленими значеннями його характеристик.

Технічні характеристики ЗП можна розділити на п'ять груп. В першу групу об'єднуються показники, що є загальними для всіх типів ЗП, в другу – показники механічних захватів, в третю – вакуумних ЗП, в четверту – магнітних ЗП, в п'яту – струменевих ЗП. Номенклатура загальних показників ЗП наступна:

1. Номінальна вантажність, кг.
2. Сили затиску, Н.
3. Граничні значення прикладених сил і моментів, Н або Н·м.
4. Розміри захоплюваного об'єкту (мінімальні, максимальні), мм;
5. Час затиску, с.
6. Час розтиску, с.

7. Середнє напруження на відмову (характеризує надійність), год.
8. Маса ЗП, кг.
9. Габаритні розміри ЗП, мм.
10. Тип приводу.
11. Умови експлуатації:
 - 11.1. Діапазон температури, °С.
 - 11.2. Відносна вологість, %.

Експлуатаційні характеристики ЗП інших груп наступні:

1. Експлуатаційні показники механічних ЗП:
 - 1.1. Сили на вихідній ланці приводу, Н.
 - 1.2. Максимальне переміщення вихідної ланки приводу, мм.
 - 1.3. Тиск робочого середовища приводу, МПа.
 - 1.4. Потужність приводу, Вт.
2. Експлуатаційні показники вакуумних ЗП:
 - 2.1. Розміри контактної площі присмоктувача, мм.
 - 2.2. Номінальний тиск у порожнині присмоктувача, МПа.
3. Експлуатаційні показники магнітних ЗП.
 - 3.1. Число ампер-витків.
 - 3.2. Розміри площі контакту, мм².
 - 3.3. Потужність приводу, Вт.
4. Експлуатаційні показники струменевих ЗП.
 - 4.1. Кількість сопел на торці ЗП.
 - 4.2. Розміри сопла присмоктувача, мм.
 - 4.3. Потужність приводу, Вт.

Основні вимоги до конструкції захватних пристроїв співпадають із основними вимогами до якості ПР (ГОСТ 4.480-87, СТ СЕВ 5335-85) і в більшості повторюють приведену вище номенклатуру основних показників ЗП. Крім того, до ЗП пред'являють додаткові вимоги, пов'язані з конкретними умовами роботи.

До обов'язкових загальних вимог відносять надійність затиску і утримання об'єкту, стабільність базування, неприпустимість пошкоджень або руйнування об'єктів маніпулювання.

Міцність ланок ЗП повинна бути достатньою при мінімальних розмірах і масі. Особлива увага повинна бути звернена на надійність кріплення ЗП до руки робота.

Гнучкість ЗП. Під гнучкістю затиску розуміється його здатність швидко переналагоджуватися на різний тип деталей та їх розміри, можливість регулювання сил затиску, або конструктивних параметрів, які впливають на процес затиску (наприклад, кут приєднання затискних призм і т.п.), здатність затискувати об'єкти, які не точно орієнтовані щодо затиску, а також здатність центрувати і (або) базувати застиснені деталі.

Забезпечення необхідних умов затиску деталей. Існує багато складних умов роботи, коли ЗП разом з роботом повинні автоматично підналагоджуватися до можливих факторів, що виникають у процесі затиску та маніпулювання деталі. Для вирішення даної задачі ПР повинен реагувати на зміну ваги деталі в ЗП, на виникаючі прискорення руху руки ПР, на зміщення вершин затискних призм при затиску деталей різних розмірів та ін.

Пружність (податливість) ланок ЗП. Під пружністю розуміється здатність конструкції ЗП або деякої складової частини, пов'язаної з ним (наприклад, рука робота — пружний елемент — ЗП), до пружної деформації під впливом зовнішніх сил або моментів. При знятті зовнішньої дії система повертається в положення рівноваги.

Пружне захоплення дозволяє адаптуватися до незначних нерівностей поверхні деталі за рахунок власної пружної деформації. Він також дозволяє гасити перевантаження, що виникають при зіткненні з перешкодами.

Податливість ЗП або руки робота дозволяє компенсувати похибки при затиску його в базуючому пристрої, викликане похибкою позиціонування робота.

Універсальність ЗП. Дана вимога має схожість із гнучкістю, але може бути конкретизована у вигляді вимог до затиску в певному діапазоні розмірів утримуваних деталей, їх маси і форми.

Інформаційне оснащення ЗП. Воно залежить від типу ПР та визначається рівнем детермінованості зовнішнього середовища і вимогами виробничого процесу. Залежно від вимог виробництва на ЗП промислових роботів іноді необхідно передбачити встановлення різних по конструкції і призначенню датчиків.

Спеціальні вимоги до ЗП формують залежно від умов виробництва. До них можуть відноситися наступні: вибухонебезпечність і жароміцність (при роботі в гарячих цехах); стійкість до дії агресивних середовищ (при роботі в цехах гальванопокриттів). До ЗП роботів, що працюють в умовах серійного виробництва, пред'являються додаткові вимоги забезпечення захоплення близько розташованих деталей, легкість і швидкість заміни (аж до автоматичної зміни) ЗП. У ряді випадків необхідне автоматичне регулювання сил затиску утримуваних об'єктів залежно від їх маси і ін.

Окрім розглянутих експлуатаційних показників, для оцінки ЗП також можливо використовувати систему показників якості [6], які найбільш повно представлятимуть їх основні характеристики. Загальний показник якості ЗП промислових роботів буде:

$$P = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot K_i}{n} = \frac{P_G \cdot K_G + P_Y \cdot K_Y + P_M \cdot K_M + P_T \cdot K_T + P_{Ш} \cdot K_{Ш}}{n},$$

де P_i (P_G ; $P_{\dots}$) – окремі показники оцінки якості, які відповідно оцінюють гнучкість, універсальність, масо-габаритні характеристики, точність та швидкодію ЗП;

K_i (K_G ; $K_{\dots}$) – коефіцієнти, які визначають вагомість вище перерахованих показників. Їх величина вибирається в межах $0 \div 1$;

n – число прийнятих показників якості. Наведена система показників дозволяє комплексно оцінювати якість виконання та функціонування ЗП. При необхідності в цей показник можна включати і інші складові якості ЗП.

Висновки. Підсумовуючи вище сказане відмітимо, що *особливу увагу* при створенні ЗП необхідно приділяти таким умовам та вимогам:

- сили затиску деталі повинні бути достатньо-мінімальними для надійного утримання деталі при всіх режимах її переміщення, що вимагає виконання точних розрахунків ЗП;
- затиск деталей повинен здійснюватися з урахуванням фізико-механічних властивостей деталей, виключаючи пошкодження якості їх поверхонь та інші недоліки;
- забезпечення широкого діапазону розмірів утримування деталей;
- забезпечення необхідної точності утримуваних деталей;
- ЗП повинні бути швидкодіючими;
- форма і розміри затискних елементів повинна відповідати формі і розмірам утримуваних деталей з урахуванням прийнятої схеми базування деталі в ЗП;
- ЗП повинні забезпечувати зручне захоплення деталі у вихідній позиції подавального пристрою та встановлення в робочу і приймальну позицію;
- при використанні змінних захватів та змінних їх елементів необхідно передбачити: взаємозамінність їх стикових поверхонь; високу точність і жорсткість

стикування; легкість, швидкість і зручність зміни захватів. Стикування повинно бути як за механічними параметрами, так і за передачею сил і рухів на захват, а також за енергетичними та інформаційними комунікаціями;

- забезпечення необхідної міцності, жорсткості та динамічної якості конструкції захвата при мінімальних масо-габаритних параметрах, оскільки захват є кінцевою ланкою високорухомої руки робота;

- використання простих, надійних та стандартизованих конструктивних рішень.

Список літератури

1. Козырев Ю.Г. Промышленные роботы. Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. – 374 с.
2. Костюк В.И. Промышленные роботы. / Костюк В.И., Гавриш А.Н., Ямпольский Л.С. – К., Вища школа, 1985. – 359 с.
3. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування - Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420 с.
4. Спыну Г.А. Промышленные роботы. Конструирование и применение. – К.: Вища школа, 1991. – 306 с.
5. Челпанов И.Б. Схваты промышленных роботов. / Челпанов И.Б., Колпашников С.Н. – Л.: Машиностроение. 1989. – 285 с.
6. Павленко І.І. Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. // Збірник наукових праць КНТУ: Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Кіровоград: КНТУ, 2007. - Вип.18. – С.65 – 68.

І.Павленко, М. Годунко, В. Кривий

Основные показатели и требования к захватным приспособлениям промышленных роботов

Проанализировано технические характеристики схватов роботов и показатели их качества. Также рассмотрено требования к схватам общего характера и специального назначения, которые связанные с конкретными условиями их работы. Предложено рекомендации по выбору условий проектирования захватных приспособлений.

I.Pavlenko, M. Godunko, V.Kropivniy

Basic indexes and requirement to grippers of industrial robots

The row of basic indexes and requirements is offered to grippers of industrial robots. Technical descriptions are analysed on the groups of grippers of robots and row their general indexes. Additional requirements are also considered to grippers of general character and special, which related to the concrete terms of their work. It is offered to recommendation on the choice of terms and requirements of planning of grippers.

Одержано 10.12.12

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Особенности проектирования шестеренного насоса с повышенной подачей

На основе разработанных новых физических и математических моделей процесса подачи шестеренного насоса была предложена методика расчета параметров зубчатого зацепления с оптимальными параметрами. Решена задача адаптации шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом к условиям производства, что обеспечило получение экономического эффекта.

шестеренный насос, зубчатое зацепление, рабочий объем насоса, рабочая жидкость

Повышение функциональных параметров шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом. В результате теоретических исследований была разработана новая физическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса (НШ), описывающая рабочий процесс мгновенной подачи в виде двух противоположно направленных движений элементов шестерен относительно камеры нагнетания НШ. Встречное движение зубьев шестерен до момента их зацепления уменьшают объем камеры нагнетания, что обеспечивает нагнетание рабочей жидкости (РЖ). После зацепления этих зубьев их роль меняется по отношению к следующей нагнетающей паре на противоположную – они увеличивают объем камеры нагнетания, тем самым уменьшая подачу РЖ. Скорость нагнетания выше скорости противодействующего движения элементов шестерен, что и обеспечивает нагнетание рабочей жидкости в НШ. Предложенная новая физическая модель и разработанная на ее основе математическая модель процесса подачи РЖ НШ дает возможность объяснить многие особенности рабочего процесса подачи РЖ в НШ и является теоретической основой дальнейшего совершенствования НШ, в частности разработки математической модели оптимизации параметров зубчатого зацепления (ЗЗ) НШ [1-6].

Опираясь на полученные результаты теоретических исследований, было установлено, что перспективным направлением повышения удельного рабочего объема (РОН) НШ является уменьшение влияния на подачу отрицательной ее составляющей [1-6].

На основе представленных результатов теоретических исследований была предложена методика расчета ЗЗ НШ, обеспечивающего максимальное значение удельного рабочего объема насоса (РОН) для заданных условий проектирования.

На основе предложенной методики был рассчитан, спроектирован и изготовлен экспериментальный НШ с увеличенным удельным РОН (УУРОН), при конструировании которого использованы результаты теоретических и экспериментальных исследований [7, 8]. Рассчитанное по предлагаемой методике ЗЗ качающего узла и соответствующая конструкция НШ с УУРОН позволяет существенно повысить УУРОН и подачу без изменения габаритных размеров и массы насоса.

Основные геометрические и технические параметры ЗЗ экспериментального

НШ-32-3 УУРОН и их сравнение с серийным НШ 32-3 УК представлены в табл. 1.

Анализируя данные, представленные в табл. 1 приходим к следующим выводам. Габаритные размеры экспериментального насоса НШ-32-3 УУРОН, а именно наружный диаметр шестерен D_e и длина большей оси $G = A + D_e$ остались практически без изменения. Но при этом коэффициент использования объема венцов шестерен (КИОВШ) экспериментального насоса возрос до значения 0,3323, что на 11% больше, чем у серийного насоса, а РОН достиг значения 36,33 см³, что на 14,6 % больше чем у серийного, а удельная мощность, приходящаяся на единицу массы экспериментального НШ-32-3 УУРОН на 17% больше в сравнении с серийным НШ-32-3 УК.

Таблица 1 – Основные технические характеристики экспериментального НШ-32-3 УУРОН и их сравнение с серийным НШ-32-3 УК

Наименования технического параметра	Технические параметры	
	серийного НШ-32-3 УК	экспериментального
1. Модуль зубчатого зацепления m , мм	5	4,5
2. Количество зубьев шестерен z	8	10
3. Межцентровое расстояние A , мм	45	45
4. Угол зацепления α , град	33,35	20
5. Диаметр шестерен D_e , мм	55,0	56,0
6. Диаметр цапф d_z , мм	25	25
7. Ширина уплотнительного пояса h , мм	4,75	3,36
8. Длина большей оси $G = A + D_e$, мм	100	101
9. КИОВШ K_q , (%)	0,300 (100%)	0,3323 (111%)
10. Ширина шестерни b , мм	22,0	22,0
11. Рабочий объем насоса Q , см ³	31,7 (100%)	36,33 (114,6 %)
12. Частота вращения n , об/с (об/мин)		
минимальная	8,3 (500)	8,3 (500)
номинальная	40 (2400)	40 (2400)
максимальная	50 (3000)	50 (3000)
13. Развиваемое давление, МПа		
номинальное	16,0	16,0
максимальное	21,0	21,0
14. Коэффициент подачи $n = 40$ об/с	0,92	0,94
15. Общий КПД	0,83	0,82
16. Длина цапф суммарная 27х2	54	54
17. Мощность НШ, кВт	18,665	21,856
18. Масса, кг	5,1	5,1
19. Удельная мощность, кВт/кг	3,660 (100%)	4,286 (117%)

Развиваемое экспериментальным насосом давление, коэффициент подачи, общий и механический КПД, частота вращения и технический ресурс не уступают серийным насосам. На рис. 1 представлен общий вид, внутреннее устройство и детали экспериментального НШ-32-3 УУРОН.



Рисунок 1 - Общий вид, устройство и детализовка экспериментального насоса с повышенной удельной подачей НШ-32-3 УУРОН

Столь существенное увеличение функциональных параметров экспериментального насоса НШ-32-3 УУРОН стало возможным благодаря использованию предложенной методике расчета ЗЗ. Следует также отметить то, что результаты могли бы быть существенно выше, однако жесткие ограничения производителей, которые были наложены на проектируемый насос НШ-32-3 УУРОН, а именно – оставить без изменения межцентровое расстояние $A = 45 \text{ мм}$, увеличить количество зубьев шестерен (табл. 1) – не позволили этого сделать.

Адаптация конструкции экспериментального НШ с увеличенным удельным рабочим объемом к условиям производства. В мировой практике с целью повышения эффективности организации производства все типоразмеры производимых насосов разбивают на типоразмерные ряды. В Украине используют следующие типоразмерные ряды: 1, 2, (2,5), 3, 4 и 5. Каждый типоразмерный ряд отличается своим типом ЗЗ. Наиболее массово производимыми насосами являются насосы 3-го типоразмерного ряда с РОН $V_0 = 20...50 \text{ см}^3$, а среди них выделяется насос с РОН $V_0 = 32 \text{ см}^3$. Переход от одного типоразмера к другому внутри типоразмерного ряда осуществляют изменением ширины венца шестерни - b .

В процессе оптимизации ЗЗ качающего узла был получен НШ, у которого РОН составляет $V_0 = 36,33 \text{ см}^3$. Для приведения РОН экспериментального НШ к стандартному значению $V_0 = 32 \text{ см}^3$ следует уменьшать ширину шестерни.

Уменьшение ширины шестерен приводит к снижению нагрузки на подшипники скольжения, что создает объективные предпосылки для уменьшения их длины, а значит и высоты всего насоса, т.е. уменьшения габаритов и массы НШ.

Известно, что подшипники являются важнейшими элементами, которые отвечают за технический ресурс НШ. Нагрузку на подшипники НШ по упрощенной формуле определяют в соответствии со следующей эмпирической зависимостью [9, 10]:

$$F = K p b D_e, \quad (1)$$

где p - давление, развиваемое насосом, Па;

b - ширина шестерни, м;

D_e - наружный диаметр шестерен, м;

$K = 0,75 \dots 0,85$ - коэффициент пропорциональности.

Существуют и иные оценки коэффициента пропорциональности $K = 0,65 \dots 1,15$. Однако, в литературе отсутствуют сведения о принципах выбора этого коэффициента, чем и объясняется такой большой разброс его значений. При этом в соответствии с формулой (1) для всех 33 независимо от их параметров дается одна и та же оценка влияния степени перекрытия шестерен на нагрузку: $K = 0,85$ [9, 10].

Возникает вопрос, почему коэффициент пропорциональности не равен единице $K = 1,0$? Предполагается, что часть площади шестерни, на которую воздействуют гидравлические силы, закрывается от их воздействия сопрягаемой шестерней.

Было предложено определять нагрузку на шестерню в соответствии с зависимостью:

$$F = \frac{p b G}{2} = p b \frac{A + D_e}{2}, \quad (2)$$

где A - межцентровое расстояние, мм;

G - длина большей оси НШ, мм;

D_e - наружный диаметр шестерен, мм;

b - ширина шестерен, мм.

При этом степень влияния КПЗЗ будет учитываться автоматически для каждого рассматриваемого ЗЗ.

Рассчитав нагрузку на шестерни насоса НШ-32УК по зависимостям (1) и (2) соответственно, получим:

$$F_1 = 0,85 \cdot 16 \cdot 22 \cdot 55 = 16\,456 \text{ Н};$$

$$F_2 = 16 \cdot 22 \frac{45 + 55}{2} = 17\,600 \text{ Н}.$$

Как видим, из приведенных расчетов предлагаемая зависимость (2) дает несколько завышенную оценку (на 6,5 %) нагрузки, что предупреждает недооценку нагружения шестерен.

Из вышеизложенного следует предположение о том, что приводя РОН экспериментального НШ с $K_{V_0} = 36,33 \text{ см}^3$ до $K_{V_0} = 32 \text{ см}^3$ путем уменьшения ширины шестерни с 22 мм до 19 мм возможно ожидать уменьшения нагрузки на цапфы шестерен, что даст возможность уменьшить их длину. Давление на цапфы

шестерен было предложено определять в соответствии с зависимостью:

$$p_u = \frac{p b (A + D_e)}{4 d_u L_u}, \quad (3)$$

где d_u - диаметр цапф, м;

L_u - длина одной цапфы, м.

Результаты расчетов параметров насоса представлены в табл. 2. Анализируя полученные данные видим, что при приведении РОН экспериментального насоса до уровня серийного путем уменьшения ширины шестерни до 19 мм, нагрузка на шестерни, а соответственно и на цапфы шестерен уменьшается на 13 %. Это дает возможность пропорционально уменьшить длину цапф шестерен.

Таблица 2 - Основные технические характеристики адаптированного экспериментального НШ 32 – 3 с УУРОН в сравнении с серийным насосом

Наименования технического параметра	Технические параметры	
	серийного насоса	экспериментального насоса
1. Марка шестеренного насоса	НШ-32-3 УК	НШ-32-3 УУРОН
2. Диаметр шестерен D_e , мм	55,0	56,0
3. Диаметр цапф d_z , мм	25	25
4. Длина большей оси $G = A + D_e$, мм	100	101
5. КИОВШ K_q (%%)	0,300 (100%)	0,3323 (111%)
6. Рабочий объем насоса Q , см ³	31,7	31,7
7. Ширина шестерни b , мм	22,0	19,0
8. Номинальное давление, МПа	16,0	16,0
8. Длина цапф суммарная 27 x 2, мм	54	54
9. Нагрузка на шестерни, Н	17600	15352
10. Давление на цапфы шестерен, МПа	13,04	11,37
11. Длина цапф после корректировки, суммарная, мм	54	47
12. Давление на цапфы шестерен после корректировки, МПа	13,04	13,07

Уменьшение суммарной длины цапф с 54 мм до 47 мм (табл. 2) позволяет выравнивать давление на цапфы шестерен до уровня давления в серийном насосе. Таким образом, благодаря меньшим габаритам предлагаемого ЗЗ удалось уменьшить высоту шестерен на 10 мм, а это значит, что высоту каждой втулки можно сократить на 3,5 мм, а высоту корпуса на 10 мм. Из этого следует, что предлагаемое ЗЗ позволяет снизить материалоемкость, энергоемкость и себестоимость изготовления НШ за счет уменьшения его габаритных размеров и размеров его элементов не менее чем на 10 %.

Расчетный годовой экономический эффект от внедрения предлагаемых изменений в конструкцию НШ составляет 5,16 млн. грн. при программе $N = 250000$ насосов в год. Экономический эффект получается за счет снижения затрат на материалы и на изготовление НШ.

Планируется внедрение предлагаемой конструкции НШ-32-3 УУРОН на

Кировоградском ПАТ „Гидросила”.

Рекомендации по проектированию НШ с увеличенным удельным рабочим объемом. Исходя из результатов теоретических и поисковых экспериментальных исследований, предлагается следующий алгоритм проектирования НШ с УУРОН. При разработке НШ с УУРОН возможны три случая проектирования.

Первый случай – это модернизация определенного типоразмерного ряда насосов с целью снижения материалоемкости и себестоимости НШ с УУРОН, а также в процессе ремонта с целью восстановления РОН НШ при минимальных затратах. Решить эту задачу можно путем оптимизации параметров ЗЗ для заданных ограничивающих условий. Исходными данными для этого случая проектирования является задание длины продольной оси проектируемого насоса $G = A + D_e$, минимально возможного для заказчика числа зубьев - z и толщины зуба на его вершине - S_e . Этих данных достаточно, чтобы воспользоваться алгоритмом оптимизации параметров ЗЗ. В результате оптимизации будут получены недостающие для проектирования ЗЗ – модуль зацепления - m , межцентровое расстояние - A и коэффициент профильного смещения - ξ . Рассчитав оптимальные параметры ЗЗ, производим корректировку полученных данных в соответствии с требованиями стандартов. Здесь сделаем важное замечание, противоречащее общепринятым устоям о том, что при проектировании необходимо использовать стандартные значения модуля. Предлагается использовать расчетные значения модуля, что существенно повысит удельный РОН. После этого производим окончательный расчет параметров ЗЗ. Затем в соответствии с геометрическими параметрами ЗЗ проектируются подшипники, втулки подшипников и резинотехнические изделия. Корпусные детали: корпус и крышка остаются без изменений.

Второй случай – проектирование насоса, габаритные размеры которого соответствуют размерам ЗЗ на один типоразмерный ряд ниже, но которое способно обеспечить подачу насосов более высокого типоразмерного ряда.

Принципиально проектирование такого насоса не отличается от предыдущего случая. Такой переход не всегда можно обеспечить, а поэтому здесь не рекомендуется накладывать ограничения на количество зубьев шестерен - z и предлагается использовать не стандартный, а расчетный модуль ЗЗ КУ НШ.

Третий случай – разработка нового НШ с заданным РОН. В этом случае при проектировании используется минимальное количество ограничивающих факторов, что дает возможность максимально использовать все преимущества предлагаемой методики проектирования ЗЗ КУ НШ с оптимальными параметрами и получить максимальный эффект, как в техническом, так и в экономическом плане. Одним из предложений является использование ЗЗ с расчетным дробным модулем без перехода к стандартному ряду и ЗЗ с меньшим углом исходного профиля $\alpha_0 = 15^\circ \dots 12^\circ$, что даст возможность полностью реализовать заложенный в предлагаемой методике потенциал.

Базируясь на полученных результатах теоретических и экспериментальных исследований, нами предлагается следующий алгоритм проектирования НШ с УУРОН, блок-схема которого представлена на рис. 2.

Технико-экономический эффект от внедрения экспериментального НШ с увеличенным удельным рабочим объемом в производство. Расчетный годовой экономический эффект от внедрения НШ с УУРОН в производство составит 5,16 млн. грн. при программе $N = 250000$ насосов в год.

Экономический эффект достигается за счет снижения затрат на материалы и на изготовление деталей НШ с уменьшенными размерами ширины венца и цапф.

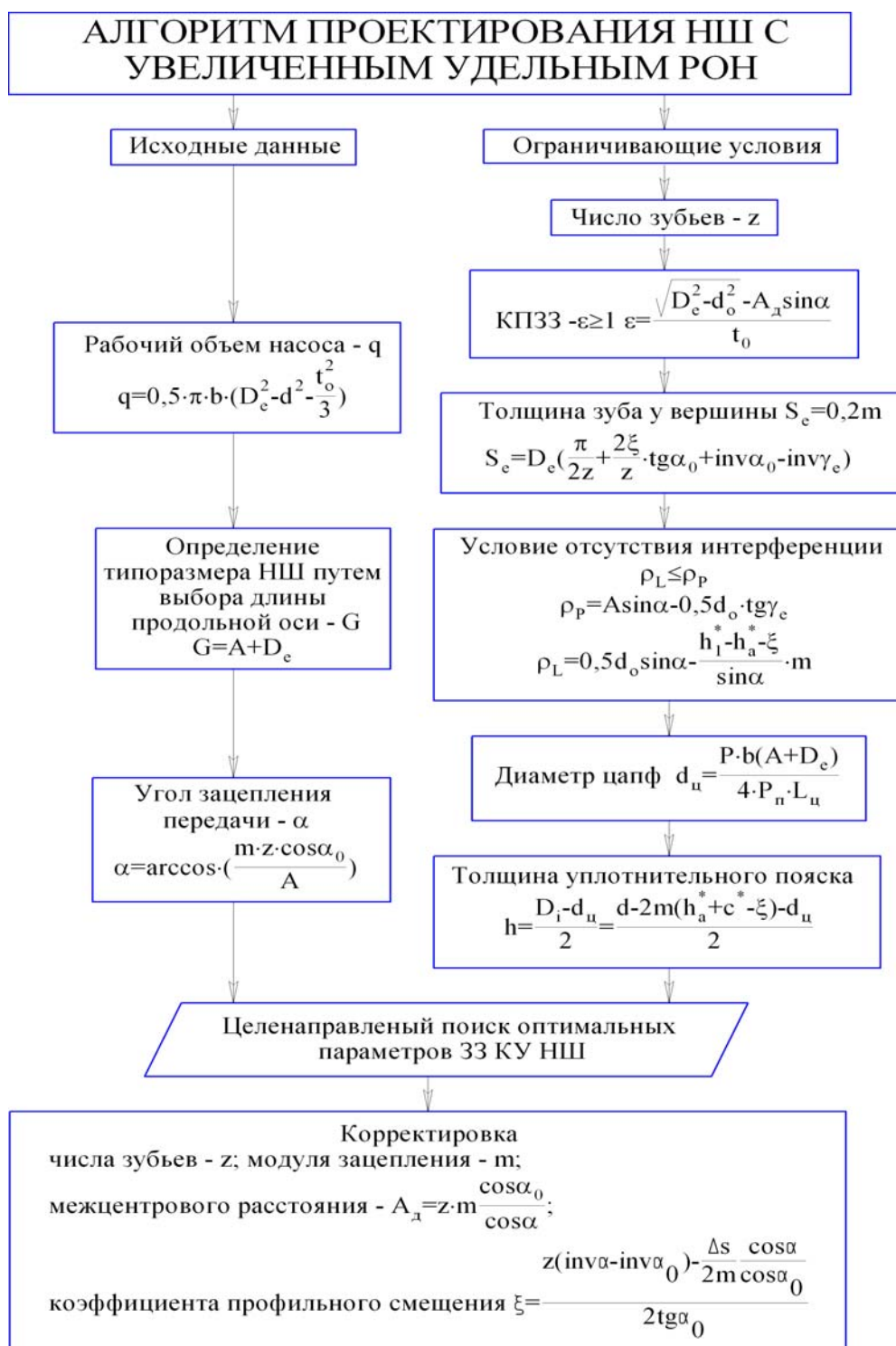


Рисунок 2 - Блок схема проектирования НШ с увеличенным удельным рабочим объемом

Выводы:

1. Разработанная методика расчета параметров 33 КУ НШ дала возможность спроектировать конструкцию НШ с увеличенным УРОН и подачей. При этом РОН, подача и развиваемая экспериментальным насосом мощность превосходит серийный насос на 14,6 %, а удельная мощность экспериментального НШ-32-3 УУРОН на 17% больше в сравнении с серийным НШ-32-3 УК.

2. Адаптация конструктивных параметров экспериментального НШ–32–3 УУРОН к существующему типоразмерному ряду позволила привести его РОН в соответствие с техническими требованиями, что дало возможность снизить массу насоса на 10%, за счет чего и был получен экономический эффект в производстве.

3. Предлагаемая конструкция НШ–32–3 УУРОН принята к внедрению на Кировоградском ПАТ „Гидросила”. Ожидаемый экономический эффект от внедрения предлагаемой конструкции НШ-32-3 УУРОН при программе 250 тыс. в год составляет 5,16 млн. грн.

Список литературы

1. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки /Вісник аграрної науки, 2008. - № 8. – С. 52 - 54.
2. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса /[Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А.] // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кіровоград, КНТУ, – 2008. – № 20. – С.253–262.
3. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осін Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зацеплення. /Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація», Випуск 23. – Кіровоград, 2010.– С. 278 – 390.
4. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А., Повышение удельной подачи шестеренного насоса. MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin, 2009.- S.193 – 206.
5. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Оптимізація зубчастого зацеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму. /Вісник аграрної науки, 2011. - № 5. – С. 42 – 45.
6. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.А., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
7. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Магопєць С.О., Осін Р.А., Руденко Т.В., Бєвз О.В Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин Патент на корисну модель (Україна) № 29840 від 25.01.2008.– Р. В23Р 6/00.
8. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Осін Р.А., Кропівна А. В., Кулєшкова К.Ю. Спосіб підвищення питомого робочого об'єму шестеренних гідромашин. Патент на корисну модель (Україна) № 40093 від 25.03.2009 р. Бюл. № 6 2009 р., Бюл. № 6, 2009 р.
9. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/ Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
10. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.

Ю. Кулешков, Р. Осин, Т. Руденко, М. Красота

Особенности проектирования шестеренного насоса с повышенной подачей

На основі розроблених нових фізичних і математичних моделей процесу подачі шестеренного насоса була запропонована методика розрахунку параметрів зубчастого зацеплення з оптимальними параметрами. Розв'язана задача адаптації шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом до умов виробництва, що забезпечило отримання економічного ефекту.

Y.Kuleshkov, R.Osin, T. Rudenko, M. Krasota

Features of planning of cog-wheel na-coca with an enhanceable serve

On the basis of the worked out new physical and mathematical models of process of serve of шестеренного pump methodology of calculation of parameters of the toothed hooking was offered with optimal parameters. The task of adaptation of cog-wheel pump is decided with the megascopic specific swept volume to the terms of production, that provided the receipt of economic effect.

Получено 25.09.12

УДК 621.7.073

Е.И. Чемерис, канд. техн. наук

Кировоградский институт регионального управления и экономики

Надежность и эффективность эргатической системы оператор-штамп-пресс в автоматизированной штамповке сложных изделий

В результате исследования данных опыта автора в массовой автоматизированной штамповке сложноконтурных тонколистовых изделий определены критерии эффективности эргатической системы оператор-штамп-пресс в условиях данной штамповки.

надежность, эргатические системы, операторы, штампы, прессы

Введение. Эргатическая система оператор-штамп-пресс в автоматизированной разделительной и формоизменяющей штамповке тонколистовых сложноконтурных изделий характерна повышенными требованиями к надежности ее функционирования и эффективности работы. Надежность функционирования данной системы определяется следующими факторами качества функционирования: разбросам характеристик качества и внешними требованиями к качеству функционирования, т.е. ограничениями на допустимые **отклонения характеристик качества функционирования.**

Цель работы.

В данной работе рассматриваются критерии надежности и эффективности системы оператор-штамп-пресс в массовой автоматизированной штамповке сложных изделий.

Материал и результаты исследования. Характеристиками качества эргатической системы (ЭС) оператор-штамп-пресс (ОШП) могут быть:

– вероятность отсутствия отказов оператора-штамповщика в принятии решений по управлению функциональным состоянием системы ОШП, включая эффективность контроля за ее работой, правильную оценку качества предмета труда – штампуемых изделий;

– вероятность отсутствия отказов штамповой оснастки;

– вероятность отсутствия отказов прессового оборудования.

Надежность работы штамповой оснастки и оборудования описаны в работах автора [1], надежность работы оператора-штамповщика – в работе [2]. Вероятность отсутствия отказов оператора в интервале времени 0 - t может быть определена по формуле [2]:

$$P_1(t) = n(t)/m(t), \quad (1)$$

где $n(t)$ – количество правильно решенных задач оператором;

$m(t)$ – общее количество его действий.

Вероятность отсутствия отказов штамповой оснастки и оборудования в интервале времени 0 - t может быть определена по зависимости [1]:

$$P_2(t) = \frac{N_H - N_0(t)}{N_H}, \quad (2)$$

где N_H – число штампов (прессов) работоспособных к моменту начала отсчета времени эксплуатации, т.е. к моменту $t = 0$;

$N_0(t)$ – число неработоспособных штампов (прессов) к рассматриваемому времени t .

Ограничениями на допустимые отклонения данных характеристик качества могут быть:

– ограничения на статическую вероятность безотказной работы по данным производственных наблюдений автора

$$[P_1(t)] = 0,7 \div 0,8,$$

(при работе со штампами и оборудованием средней сложности);

$$[P_1(t)] = 0,5 \div 0,7,$$

(при работе со штампами и оборудованием повышенной сложности);

– ограничения на статистическую вероятность безотказной работы штамповой оснастки и оборудования [2]

$$[P_2(t)] = 0,6 \div 0,8,$$

(для оснастки и оборудованием средней сложности);

$$[P_2(t)] = 0,5 \div 0,7,$$

(для оснастки и оборудованием повышенной сложности).

В качестве критериев эффективности работы эргатической системы оператор-штамп-пресс (СОШП) могут рассматриваться следующие:

1. Структурная надежность работы СОШП

$$P(t) = P_1(t) \cdot P_2(t) \geq [P(t)], \quad (3)$$

где $P(t)$ – общая вероятность эффективной работы СОШП;

$P_1(t)$ – вероятность принятия правильного решения оператором при оценке всех ситуация по управлению системой за временем t ;

$P_2(t)$ – вероятность отсутствия отказов технического звена СОШП, включающего штамп и пресс за время t ;

$[P(t)]$ – допустимое значение вероятности эффективной работы СОШП.

Из наблюдений за работой СОШП установлено, что факторами, влияющими на величины $P_1(t)$ и $P_2(t)$, являются следующие:

а) надежность работы оператора.

Согласно классификации В.Д. Небылицина [3] факторами, влияющими на надежность работы оператора, являются: конструкция технического средства, профессиональная подготовка, индивидуальные особенности оператора. Применительно к СОШП эти факторы выглядят следующим образом:

– конструкция технической части СОШП: удобство пользования пультом управления, совершенство средств отображения информации (измерительные приборы, табло), доступность обзора движущихся элементов СОШП, совершенство и доступность средств управления СОШП.

– профессиональная подготовка операторов: стаж работы; уровень профессионального образования; опыт работы с данной СОШП.

– индивидуальные особенности оператора: возраст, психофизиологические данные, мотивация к работе;

б) надежность работы технического звена

Данная надежность зависит от надежности работы штампа и прессы. Факторами, влияющими на надежность технического звена СОШП, являются следующие:

- степень сложности конструкции штампа;
- степень сложности конструкции прессы;
- качество изготовления штампа и прессы;
- надежность функционирования конструкций штампа и прессы.

Структурная надежность включает все временные устойчивые и окончательные отказы трех элементов-звеньев СОШП: оператора, прессы и штампа.

Оценку данной надежности можно проводить по зависимостям (1), (2) и (3).

Структурная надежность характерна для начального периода наладки СОШП.

2. Функциональная надежность работы СОШП

Данная надежность включает только временные неустойчивые отказы, – ошибки оператора и работы прессы и штампа, и характерна для периода стабильной работы СОШП.

Оценку данной надежности целесообразно производить по характеристике статистической интенсивности отказов СОШП (1):

$$\lambda(t) = \frac{N(t) - N(t + \Delta t)}{N(t)\Delta t} \leq [\lambda(t)], \quad (4)$$

где $N(t)$ и $N(t + \Delta t)$ – числа работоспособных штампов (прессов) в момент времени t и $t + \Delta t$;

Δt – длительность интервала времени t ;

$[\lambda(t)]$ – допустимое значение величины $\lambda(t)$.

По опытным данным этот период характерен меньшим количеством ошибок операторов, поэтому превалирующей долей в общем числе отказов СОШП являются отказы штампа и оборудования.

Ограничениями на статистическую интенсивность отказов СОШП в данном периоде есть [1]:

$[\lambda(t)] = (0,5 \div 1) \cdot 10^{-2}$, ч^{-1} – для штампов и прессов средней сложности;

$[\lambda(t)] = (1 \div 2) \cdot 10^{-2}$, ч^{-1} – для штампов и прессов повышенной сложности.

Второй период работы СОШП наиболее длителен и определяет основную долю времени ее эксплуатации.

Характерный перечень наименований технических неполадок СОШП и их причин в первом и втором периоде ее работы описан в работе [1].

Третий период работы СОШП характерен повышенной интенсивностью ее отказов из-за увеличения числа неполадок прессы и особенно штампа из-за физического износа последних, а также связанных с этим повышенного числа ошибок оператора-штамповщика.

При своевременном устранении неполадок технических звеньев СОШП в процессе ее эксплуатации третий период ее работы является нетипичным.

На рис. 1 изображена блок-схема зависимости количеств отказов оператора и технических звеньев СОШП от возможных периодов ее работы.

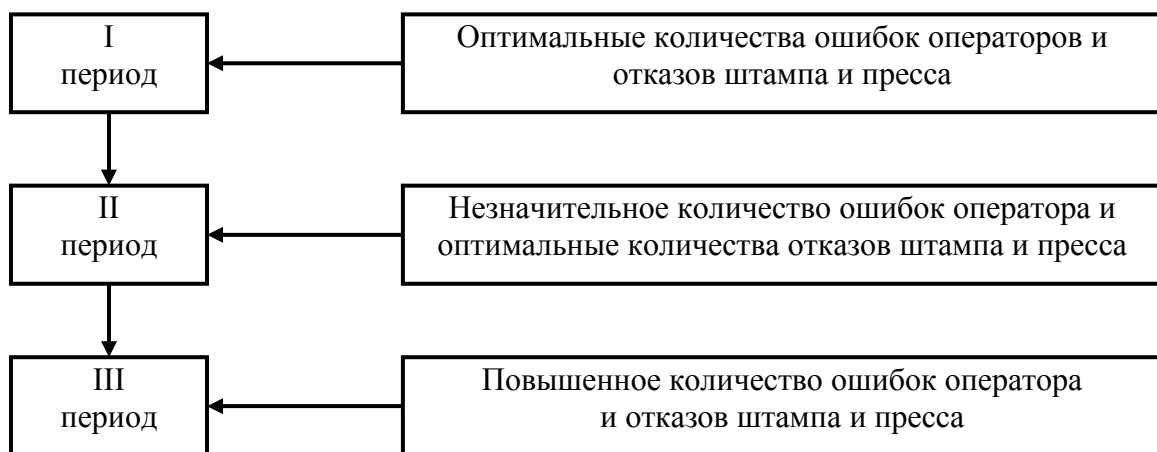


Рисунок 1 – Блок-схема характеристик периодов работы СОШП

Выводы. Из данных опыта работы автора в массовой автоматизированной разделительной и формоизменяющей штамповке сложноконтурных тонколистовых изделий могут быть предложены следующие рекомендации:

1. Для оптимизации числа ошибок операторов и отказов штампа и прессы в характерных периодах работы (I и II) СОШП необходимо оптимальное соотношение квалификации оператора и степени сложности штампа и прессы.

2. По заданным ограничениям на характеристики качества $[P(t)]$ и $[\lambda(t)]$ можно планировать соответствующие характеристики надежности оператора и технической части (штампа, прессы и пульта управления СОШП).

3. Для выравнивания характеристик качества в периодах работы СОШП необходимы правильная организация и планирование работы оператора, а также эффективная конструкция пульта СОШП, штампа и прессы, правильная их эксплуатация и своевременный ремонт.

Список литературы

1. Чемерис Е.И. Об основных показателях надежности прецизионных разделительных штампов с твердосплавными инструментами сложного контура и малого сечения // Вісник інженерної академії України.- К.:2006.- №2-3.- С.125-133.
2. Чемерис Е.И. Надежность оператора-штамповщика при выполнении им операций контроля качества изделий и работы оборудования // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 41, ч. II.– Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник.– Кіровоград: КНТУ, 2011.– С.216-220.
3. Хрестоматия по инженерной психологии. Душков Б.А., Ломов Б.Ф., Смирнов Б.А.– М: Высшая школа, 1991. – 287с.

Є.І. Чемерис.

Надійність і ефективність ергатичної системи оператор-штамп-прес в автоматизованій штамповці складних виробів

В результаті досліджень даних досвіду автора в масовому автоматизованому штампуванні складно контурних тонколистових виробів визначені критерії ефективності ергатичної системи оператор-штамп-прес в умовах даного штампування..

E.I. Chemeris

The reliability and efficiency of the system operator ergatic-stamp-press in automated stamping complex products

The study's experimental data in the mass automated punching of sheet products the difficult planimetric defined performance criteria ergatic systems operator-stamp-press in this stamping

Получено 16.10.12

УДК 631.362.3 : 658.631.3

С.П. Степаненко, канд. техн. наук, ст.науч.сотр.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Особенности имитационного моделирования послезбиральной обработки зерна в условиях току

В статті наведений математичний та алгоритмічний опис імітаційної моделі технологічного процесу післязбиральної обробки зерна в умовах току, які створені на основі розробленої вербальної моделі.

послезбиральна обробка, імітаційне моделювання, вербальна модель, раціональні параметри

Проблема. Аналіз технологічних операцій на стадії післязбиральної обробки зерна в системі току, виправлення негативних моментів на даній стадії шляхом вибору найкращого рішення, оцінка прийнятих рішень та намагання вдосконалити процес виробництва зерна і покращити його якісні властивості – це те, що дозволить підвищити економічну ефективність сільськогосподарського підприємства.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження [1, 2, 3] спрямовані на підвищення ефективності роботи окремих машин та рекомендацій стосовно визначення потрібного комплексу машин для післязбиральної обробки зерна.

Зміна вологості, чистоти зернового матеріалу, інтенсивність його надходження в межах сезону носить випадковий (стохастичний) характер, що було доведено вченими з використанням теорії ймовірності [3, 4]. Тим не менш, перші розроблені методики передбачали потребу в обладнанні для післязбиральної обробки зерна і насіння, які припускали постійність характеристик потоків зернового матеріалу [5]. Вищезгадані дослідження не дають повної інформації розробнику організаційно-технологічного проекту в умовах інтенсивного багатоміністерського надходження потоку зернових на очисно-сушильно-зберігаючий пункт, тому актуальною задачею є розроблення математичного та алгоритмічного опису імітаційної моделі технологічного процесу післязбиральної обробки зерна в умовах току, які створені на основі розробленої вербальної моделі, що дозволяє розглянути систему в цілому і дослідити причинно-наслідкові зв'язки між ланками технологічної системи.

Результати досліджень. На стадії досліджень технологічних процесів післязбиральної обробки зерна в системі току було вибрано принцип функціонально-структурного моделювання процесів на основі побудови моделей імітаційного типу.

E.I. Chemeris

The reliability and efficiency of the system operator ergatic-stamp-press in automated stamping complex products

The study's experimental data in the mass automated punching of sheet products the difficult planimetric defined performance criteria ergatic systems operator-stamp-press in this stamping

Получено 16.10.12

УДК 631.362.3 : 658.631.3

С.П. Степаненко, канд. техн. наук, ст.науч.сотр.

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Особенности имитационного моделирования послезбиральной обработки зерна в условиях току

В статті наведений математичний та алгоритмічний опис імітаційної моделі технологічного процесу післязбиральної обробки зерна в умовах току, які створені на основі розробленої вербальної моделі.

послезбиральна обробка, імітаційне моделювання, вербальна модель, раціональні параметри

Проблема. Аналіз технологічних операцій на стадії післязбиральної обробки зерна в системі току, виправлення негативних моментів на даній стадії шляхом вибору найкращого рішення, оцінка прийнятих рішень та намагання вдосконалити процес виробництва зерна і покращити його якісні властивості – це те, що дозволить підвищити економічну ефективність сільськогосподарського підприємства.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження [1, 2, 3] спрямовані на підвищення ефективності роботи окремих машин та рекомендацій стосовно визначення потрібного комплексу машин для післязбиральної обробки зерна.

Зміна вологості, чистоти зернового матеріалу, інтенсивність його надходження в межах сезону носить випадковий (стохастичний) характер, що було доведено вченими з використанням теорії ймовірності [3, 4]. Тим не менш, перші розроблені методики передбачали потребу в обладнанні для післязбиральної обробки зерна і насіння, які припускали постійність характеристик потоків зернового матеріалу [5]. Вищезгадані дослідження не дають повної інформації розробнику організаційно-технологічного проекту в умовах інтенсивного багатомономенклатурного надходження потоку зернових на очисно-сушильно-зберігаючий пункт, тому актуальною задачею є розроблення математичного та алгоритмічного опису імітаційної моделі технологічного процесу післязбиральної обробки зерна в умовах току, які створені на основі розробленої вербальної моделі, що дозволяє розглянути систему в цілому і дослідити причинно-наслідкові зв'язки між ланками технологічної системи.

Результати досліджень. На стадії досліджень технологічних процесів післязбиральної обробки зерна в системі току було вибрано принцип функціонально-структурного моделювання процесів на основі побудови моделей імітаційного типу.

Практична цінність роботи полягає в розробці автоматизованого інструментарію у вигляді імітаційної моделі, яка дозволить оптимізувати параметри функціонування технічних засобів та відповідного обладнання в умовах току і на даній основі встановлювати пропускну здатність окремих технологічних ланок, планові навантаження на механізовану лінію очищення та сортування зерна, обґрунтовувати умови досягнення та підтримання необхідної інтенсивності виробництва і відповідно необхідної для цього кількості технічних засобів та технологічного обладнання.

Одним з головних етапів розробки і реалізації імітаційної моделі є формалізація процесів післязбиральної обробки зерна в умовах току. Незалежно від галузі застосування, способу проектування або моделювання складної системи слід виділити наступні етапи її формального опису:

1. Складання змістовного опису об'єктів проектування та розробка вербальної моделі.
2. Декомпозиція системи на кінцеву кількість складових елементів та формування компонентів моделі.
3. Розробка математичної моделі складної системи та подальша її алгоритмізація.

Розглянемо типовий технологічний процес післязбиральної обробки зерна в умовах зернотоку – це досить складний процес переробки вхідного багатомономенклатурного потоку с/г культур, виділення сміттєвих домішок, виділення дрібних, битих, щуплих насінин, сортування їх за питомою вагою та отримання високоякісного насіння високих репродукцій. Виробництво зерна в умовах току складається з наступних технологічних процесів: формування зерна на току, попереднього очищення в буртах, попереднього очищення зерна в комплексі (лінії), аспірації зерна, сушіння зерна, первинного очищення зерна, вторинного очищення зерна, складування очищеного зерна.

На стадії формування зерна на току, або приймальної підсистеми передбачається: зважування на вагах току зернового матеріалу, який надходить від комбайнів, розвантаження транспортних засобів на спеціальному обладнанні, формування багатомономенклатурних потоків зернових на відкритих майданчиках току, визначення якісних характеристик потоків, формування бурту зерна системою машин для завантаження та транспортування.

Технологією попереднього очищення зерна передбачається попереднє очищення зерна в буртах на току з метою видалення із зернової суміші, яка надходить з поля від комбайнів, залишків солом, рослин, частково полови та інших крупних, у тому числі випадкових домішок. Видалення домішок підвищує сипучість зернового матеріалу, частково знижує його вологість, що покращує подальший процес сушіння зерна, знижує затрати тепла на сушку, крім того, такий зерновий матеріал можна ефективно тимчасово зберігати в ємкостях активного вентилявання.

Машини, які використовуються для попереднього очищення, повинні бути налаштовані на виділення великих та найбільш вологих домішок і забезпечувати видалення не менше 50 ... 60% всіх бур'янистих і 99 ... 100% соломистих домішок. Попереднє очищення виконується на ворохоочищувачах і повітряно-решітних машинах.

На стадії сушіння зерна, технологічні режими роботи зерносушарок і їх регулювання визначаються вихідними умовами їх роботи і конструктивними особливостями. При запуску в роботу зерносушарку необхідно завантажувати вологим зерном до заповнення шахт, після чого проводити розпалювання топків. Перевід зерносушарок на робочий режим проводиться в два етапи. На першому етапі прогрівається сушарка і зерно на протязі 25-30 хв. при закритих дросельних заслінках в

всмоктувальних коробах, після чого дросельні заслінки відкриваються на необхідну величину і вмикається вивантаження зерна із шахт. На другому етапі не повністю висушене зерно, випущене із шахт, повторно направляється для пропускання через зерносушарку.

Для забезпечення ефективної роботи шахтних зерносушарок необхідно забезпечувати, по можливості, цілодобову їх роботу. Стадія сушіння зерна повинна забезпечувати кондиційну вологість вихідного матеріалу.

Технологічний процес первинного очищення зерна повинен забезпечувати наступні агротехнічні вимоги:

- втрати основного зерна у фуражні, крупні та легкі відходи не повинні перевищувати 1,5% від маси основного зерна у вихідному матеріалі;
- втрати основного зерна в дрібні відходи не повинні перевищувати 0,05 % від маси основного зерна у вихідному матеріалі;
- подрібнення зерна машиною не повинно перевищувати 0,1 % від маси основного зерна у вихідному матеріалі.

Для використання зерна в насіннєвих цілях зернова суміш повинна бути очищена від абсолютно всіх домішок, мати однаковий розмір і вагу зернівок, що забезпечується на стадії вторинного очищення зерна. Повне доведення зернової суміші до посівних кондицій виконують машини вторинного очищення. Крім цього, їх використовують на очищені продовольчого зерна від важко відокремлювальних домішок.

Машини вторинного очищення повинні забезпечувати якість вихідного зернового матеріалу, що відповідає 1 та 2 класу для зерна. Вміст сміттєвих домішок у вихідній фракції не повинно перевищувати 0,2 %, вміст шкідливих домішок — 0,1 %. Вміст повноцінного зерна у вихідній фракції для 1 класу повинен знаходитись в межах 99 %, для 2 класу — 98,5 %.

На стадії складування зерна та тимчасового зберігання зерна повинно забезпечуватись безперервна робота технологічної лінії для очищення та сортування зерна, а також робота технічних засобів на току, з цією метою використовують компенсуючі бункери активного вентилявання для приймання зернового матеріалу в денний час і цілодобово, використовувати зерноочисне і сушильне обладнання приймальних пунктів.

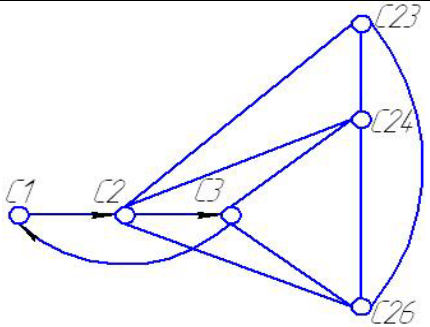
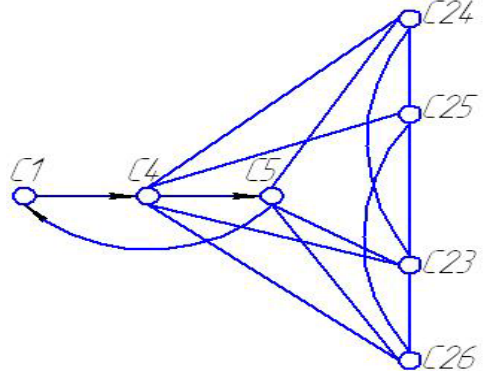
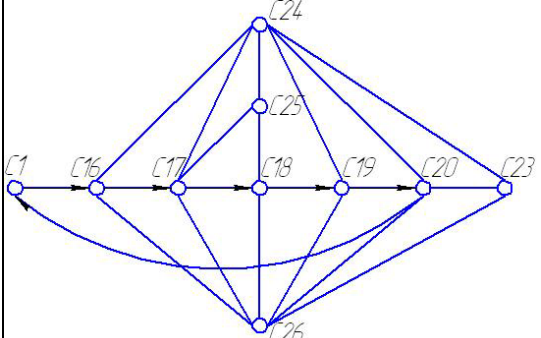
Виходячи з аналізу опису системи, можна зробити висновок, що технологічний процес післязбиральної обробки зерна в умовах току – досить складний, безперервний стохастичний процес. Використовуючи системний підхід до технологічної лінії виробництва зерна в умовах току на рівні структурних елементів, а також у відповідності до рекомендацій [6, 7] цілісний процес функціонування технологічної лінії виробництва зерна в умовах току можна представити у вигляді ряду взаємозв'язків техніко-технологічних підсистем: «Формування зерна на току», «Попереднє очищення в буртах», «Попереднє очищення зерна в комплексі», «Аспірація зерна», «Сушіння зерна», «Первинне очищення зерна», «Вторинне очищення зерна», «Складування очищеного зерна» (табл.1).

Кожна підсистема відповідає технологічним процесам і виконується відповідними технічними засобами або обладнанням, яке в свою чергу може приймати певний технологічний стан. За таких умов процес функціонування підсистем представлено у вигляді послідовно зв'язаних графів (табл.1). Вершини графів вказують технологічний стан технічних засобів та обладнання яке розглядається в підсистемі; дуги графа – взаємозв'язок операцій.

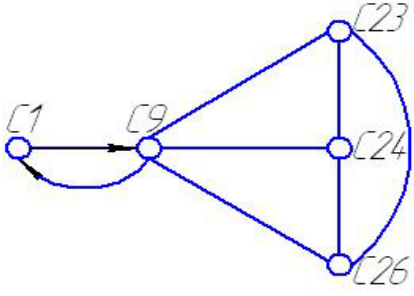
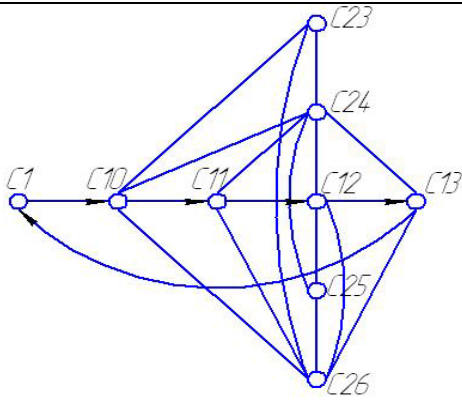
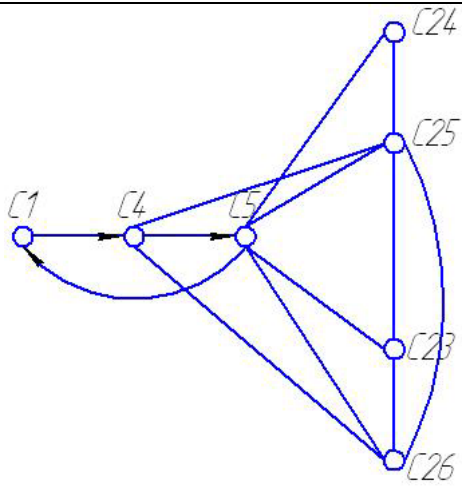
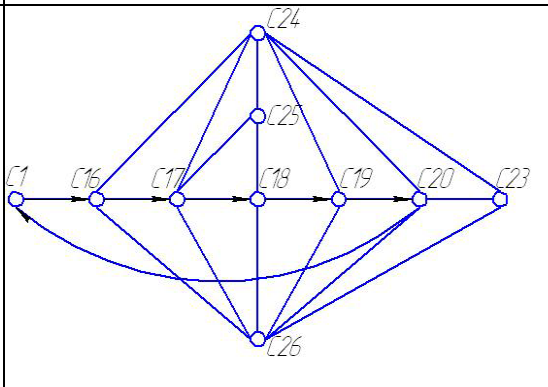
В табл.1 наведено ряд технологічних операцій та технічних засобів, де С₁ - Підготовчо-заклучна операція; С₂ - Зважування зерна; С₃ - Формування зерна на

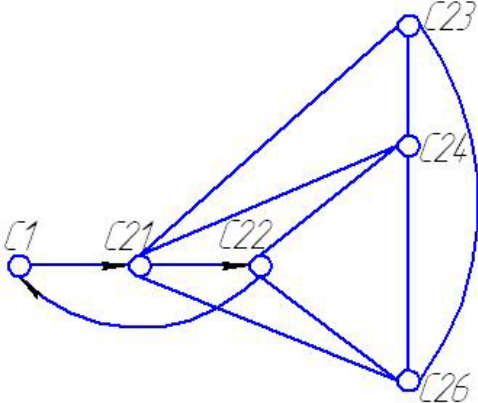
току; C_4 - Попереднє очищення зерна в буртах на току; C_5 - Завантаження зерна на автомобіль з буртів; C_6 - Транспортування зерна на попереднє очищення в комплексі; C_7 - Подача зерна на попереднє очищення; C_8 - Попереднє очищення зерна в комплексі; C_9 - Аспірація зерна; C_{10} - Транспортування зерна на сушіння; C_{11} - Подача зерна в сушарку; C_{12} - Сушіння зерна; C_{13} - Контроль якості зерна; C_{14} - Транспортування зерна на первинне очищення; C_{15} - Первинне очищення зерна; C_{16} - Транспортування зерна на вторинне очищення; C_{17} - Вторинне очищення зерна; C_{18} - Формування потоків зерна; C_{19} - Транспортування відходів та зерна після очищення (попереднього, первинного, вторинного); C_{20} - Відвантаження відходів із зерноочисного комплексу; C_{21} - Складування зерна в зерносховищі; C_{22} - Транспортування зерна в силос запасу вологого (очищеного) зерна; C_{23} - Допоміжні технологічні операції; C_{24} - Відмова за технічних причин; C_{25} - Відмова за технологічних причин; C_{26} - Простій обладнання в зв'язку з відсутністю фронту робіт.

Таблиця 1 – Модель подій функціонування технологічного обладнання в системі току

Підсистема 1	Обладнання 2	Граф 3
Т1 – «Формування зерна току»	Зважування (ваги) – (C_2) Зернометач (C_3)	
Т2 – «Попереднє очищення зерна в буртах на току»; Т21 – «Попереднє очищення»; Т22 – «Завантаження зерна на автомобіль з буртів»	Машина попереднього очищення зерна (C_4) Зернометач (C_5)	
Т3 – «Попереднє очищення зерна в комплексі»; Т31 – «Транспортування зерна на попереднє очищення в комплексі»; Т32 – «Подача зерна на попереднє очищення»; Т33 – «Попереднє очищення в комплексі»	Автомобіль (C_6) Ковшовий елеватор (норія) (C_7) Скальператор (C_8)	

Продовження табл. 1

Т4 – «Аспірація зерна»	Система аспірації зерна (C ₉)	
Т5 – «Сушіння зерна»; Т51 – «Транспортування зерна на сушіння»; Т52 – «Подача зерна в сушарку»; Т53 – «Сушіння зерна»; Т54 – «Контроль якості зерна»	Автомобіль (C ₁₀) Ковшовий елеватор (норія) (C ₁₁) Зерносушарка (C ₁₂) Система контролю якості зерна (C ₁₃)	
Т6 – «Первинне очищення зерна»; Т61 – «Транспортування зерна на первинне очищення»; Т62 – «Первинне очищення зерна»	Закритий скребковий транспортер (C ₁₄) Сепаратор (C ₁₅)	
Т7 – «Вторинне очищення зерна»; Т71 – «Транспортування зерна на вторинне очищення»; Т72 – «Вторинне очищення зерна»; Т73 – «Відвантаження відходів з комплексу»	Ковшовий елеватор (C ₁₆) Трієр (C ₁₇) Швидкодіюча задвижка (C ₁₈) Транспортер (C ₁₉) Автомобіль (C ₂₀)	

Т8 – «Складування зерна»; Т81 – «Складування зерна в зерносховищі»; Т82 – «Транспортування зерна в силос»	Автомобіль (C ₂₁) Ковшовий транспортер (C ₂₂)	
---	--	--

На основі побудови моделі функціонування механізованої лінії очищення зерна в умовах току та технологічного обладнання (табл.1), що працює на майданчиках току, було розроблено математичні моделі техніко-технологічних підсистем у вигляді сукупності співвідношень логічних умов та отриманих на даній основі моделюючих алгоритмів, які визначають їх реальне функціонування в системі.

$$T(t + \Delta t) = \begin{cases}
 T_1, \text{ якщо } (T(t) = T_1) \cap (N_1(t) < N_1) \\
 T_2(T_{2.1}), \text{ якщо } (T(t) = T_{2.1}) \cap (N_2(t) < N_2) \cup (T(t) = T_1) \cap (N_1(t) \geq N_1) \\
 T_2(T_{2.2}), \text{ якщо } (T(t) = T_{2.2}) \cap (N_2(t) < N_2) \cup (T(t) = T_{2.1}) \cap (N_2(t) \geq N_2) \\
 T_3(T_{3.1}), \text{ якщо } (T(t) = T_{3.1}) \cap (N_4(t) < N_4) \cup (T(t) = T_1) \cap (N_1(t) \geq N_1) \\
 T_3(T_{3.2}), \text{ якщо } (T(t) = T_{3.2}) \cap (N_5(t) < N_5) \cup (T(t) = T_{3.1}) \cap (N_4(t) \geq N_4) \\
 T_4, \text{ якщо } (T(t) = T_4) \cap (N_7(t) < N_7) \cup (T(t) = T_{3.3}) \cap (N_6(t) \geq N_6) \\
 T_5(T_{5.1}), \text{ якщо } (T(t) = T_{5.1}) \cap (N_8(t) < N_8) \cup (T(t) = T_4) \cap (N_7(t) \geq N_7) \\
 T_5(T_{5.2}), \text{ якщо } (T(t) = T_{5.2}) \cap (N_9(t) < N_9) \cup (T(t) = T_{5.1}) \cap (N_9(t) \geq N_9) \\
 T_5(T_{5.3}), \text{ якщо } (T(t) = T_{5.3}) \cap (N_{10}(t) < N_{10}) \cup (T(t) = T_{5.2}) \cap (N_9(t) \geq N_9) \\
 T_5(T_{5.4}), \text{ якщо } (T(t) = T_{5.4}) \cap (N_{11}(t) < N_{11}) \cup (T(t) = T_{5.3}) \cap (N_{10}(t) \geq N_{10}) \\
 T_6(T_{6.1}), \text{ якщо } (T(t) = T_{6.1}) \cap (N_{12}(t) < N_{12}) \cup (T(t) = T_{5.4}) \cap (N_{11}(t) \geq N_{11}) \\
 T_6(T_{6.2}), \text{ якщо } (T(t) = T_{6.2}) \cap (N_{13}(t) < N_{13}) \cup (T(t) = T_{6.1}) \cap (N_{12}(t) \geq N_{12}) \\
 T_7(T_{7.1}), \text{ якщо } (T(t) = T_{7.1}) \cap (N_{14}(t) < N_{14}) \cup (T(t) = T_{6.2}) \cap (N_{13}(t) \geq N_{13}) \\
 T_7(T_{7.2}), \text{ якщо } (T(t) = T_{7.2}) \cap (N_{15}(t) < N_{15}) \cup (T(t) = T_{7.1}) \cap (N_{14}(t) \geq N_{14}) \\
 T_7(T_{7.3}), \text{ якщо } (T(t) = T_{7.3}) \cap (N_{16}(t) < N_{16}) \cup (T(t) = T_{7.2}) \cap (N_{15}(t) \geq N_{15}) \\
 T_8(T_{8.1}), \text{ якщо } (T(t) = T_{8.1}) \cap (N_{17}(t) < N_{17}) \cup (T(t) = T_{7.3}) \cap (N_{16}(t) \geq N_{16}) \\
 T_8(T_{8.2}), \text{ якщо } (T(t) = T_{8.2}) \cap (N_{18}(t) < N_{18}) \cup (T(t) = T_{8.1}) \cap (N_{17}(t) \geq N_{17})
 \end{cases}$$

де $N_1(t)$ – випадкова функція кількості зваженого зернового матеріалу на вагах току; N_1 – необхідна кількість зернового матеріалу для зважування на вагах току; $N_2(t)$ – випадкова функція кількості попередньо очищеного зернового матеріалу на току; N_2 – необхідна кількість зернового матеріалу для попереднього очищення на току; $N_3(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу завантаженого на автомобіль після попереднього очищення на току; N_3 – необхідна кількість зернового матеріалу для завантаження на автомобіль; $N_4(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу перевезеного автомобілем на попереднє очищення в комплекс; N_4 – необхідна кількість зернового матеріалу для повного завантаження автомобілем при перевезенні на попереднє очищення в комплекс; $N_5(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу поданого на попереднє очищення в комплекс; N_5 – необхідна кількість зернового матеріалу для подачі його на попереднє очищення в комплексі; $N_6(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу отриманого після попереднього очищення в комплексі; N_6 – необхідна кількість зернового матеріалу отриманого після попереднього очищення в комплексі; $N_7(t)$ – випадкова функція кількості виділених легких сміттєвих домішок системою аспірації зерна; N_7 – необхідна кількість видалених легких сміттєвих домішок системою аспірації зерна; $N_8(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу перевезеного автомобілем на сушіння зерна; N_8 – необхідна кількість зернового матеріалу для повного завантаження автомобіля при перевезенні на сушіння зерна; $N_9(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу поданого на сушіння зерна; N_9 – необхідна кількість зернового матеріалу для подачі його на сушіння зерна; $N_{10}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу отриманого після сушіння зерна; N_{10} – необхідна кількість зернового матеріалу отриманого після сушіння зерна; $N_{11}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу яку перевіряє система контролю якості зерна; N_{11} – необхідна кількість зернового матеріалу яку перевіряє система контролю якості зерна; $N_{12}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу поданого на первинне очищення; N_{12} – необхідна кількість зернового матеріалу для подачі його на первинне очищення; $N_{13}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу отриманого після первинного очищення зерна; N_{13} – необхідна кількість зернового матеріалу отриманого після первинного очищення зерна; $N_{14}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу поданого на вторинне очищення; N_{14} – необхідна кількість зернового матеріалу для подачі його на вторинне очищення; $N_{15}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу отриманого після вторинного очищення; N_{15} – необхідна кількість зернового матеріалу отриманого після вторинного очищення; $N_{16}(t)$ – випадкова функція кількості відвантажених відходів з комплексу перевезеного автомобілем; N_{16} – необхідна кількість відходів з комплексу для повного завантаження автомобіля; $N_{17}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу доведеного до базисних кондицій відвантаженого з комплексу на автомобіль для складування в зерносховище; N_{17} – необхідна кількість зернового матеріалу доведеного до базисних кондицій відвантаженого з комплексу на автомобіль для складування в зерносховище; $N_{18}(t)$ – випадкова функція кількості зернового матеріалу поданого в силос для зберігання зерна; N_{18} – необхідна кількість зернового матеріалу для його подачі в силос для зберігання зерна.

Експериментальною основою створення моделей є дослідження статистичних закономірностей розподілу випадкових величин протікання основних та допоміжних технологічних процесів на току, наробіток на відмову, час ліквідації технологічних та технічних відмов для різного виду і типу обладнання технологічної лінії очищення зерна. Синтез математичних моделей підсистем дозволив побудувати узагальнену модель функціонування механізованої лінії, яка наведена системою логічних рівнянь,

які, в свою чергу, описують умови переходу одної техніко-технологічної підсистеми в іншу. За таких умов враховується, що підсистеми T_2 , T_3 , T_5 , T_6 , T_7 , T_8 включають підсистеми відповідно нижчого рівня: T_{21} , T_{22} ; T_{31} , T_{32} , T_{33} ; T_{51} , T_{52} , T_{53} , T_{54} ; T_{61} , T_{62} ; T_{71} , T_{72} , T_{73} ; T_{81} , T_{82} (табл.1).

При реалізації отриманої моделі на ЕВМ було використано наступні принципи: принцип « Δt » - фіксованих інтервалів часу (для програмування додаткових модулів, які відображають взаємозв'язок між підсистемами) [4, 6] та принцип «особливого стану» (для програмування техніко-технологічних підсистем, що є досить зручним та економічно вигідним у відношенні машинного часу) [3, 4, 6, 7].

При цьому на кожному кроці модельного часу для технічних засобів та технологічного обладнання розраховується час роботи і надійність. Визначення надійності здійснюється шляхом моделювання наробітку на відмову і часу відновлення відповідного технологічного обладнання.

Для створення програми моделювання необхідно використати мову програмування з інтегрованого пакету Microsoft. Дана мова програмування має широкий спектр можливостей у створенні додатків різної групи складностей, при цьому розробнику не потрібно витрачати час на розробку коду, який описує інтерфейс, усі елементи керування можна додавати на форму методом малювання у інтерактивному режимі.

Висновки. Створена програма дозволяє імітувати процес виробництва зерна в умовах току, починаючи від входу багатомономенклатурного потоку с/г культур і закінчуючи виходом готового продукту (якісно очищеного зерна), програма також дозволяє розрахувати кількість чистого матеріалу та відходів на кожному технологічному етапі виробництва, фізико-механічні властивості матеріалу, імітувати відмови обладнання та технічних засобів, а також встановлена можливість регулювати швидкість протікання процесу очищення та сортування зерна. Отже, маючи дані про вхідні чинники, кліматичні особливості місцевості, структуру посівних площ, валовий збір — проектувальник може синтезувати необхідну для даних умов схему технологічної системи з раціональними параметрами технічних засобів.

Список літератури

1. Елькин В.К. Исследование динамики и организация технологического процесса обработки семян: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Елькин Виталий Кузьмич – Орджоникидзе, 1975 г. – 31 с.
2. Макарычев Б.А. Исследование и оптимизация структуры предприятий послеуборочной обработки зерна методом статистического моделирования: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 / Б.А. Макарычев – Москва, 1976 г. – 30 с.
3. Сидорчук О.В. Інженерія машинних систем. Монографія. [Текст] / О.В. Сидорчук – К.: ННЦ "ІМЕСГ" УААН, 2007. – 263 с.
4. Завалишин Ф.С. Методы исследования по механизации сельскохозяйственного производства. / Ф.С. Завалишин, М.Г. Мацнев – М.: Колос, 1982. – 231 с.
5. Котов Б.І. Системно-проектний підхід до управління комплексом машин на току / Б.І. Котов, С.П. Степаненко, В.О. Швидя // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 12, том 5. – С. 78-85.
6. Бусленко Н.М. Моделирование сложных систем / Н.М. Бусленко – М.: Наука, 1978. – 401 с.
7. Бусленко В.Н. Автоматизация имитационного моделирования сложных систем / В.Н. Бусленко – М.: Наука, 1977. – 240 с.

С. Степаненко

Особенности имитационного моделирования послеуборочной обработки зерна в условиях тока

В статье приведено математическое и алгоритмическое описание имитационной модели технологического процесса послеуборочной обработки зерна в условиях тока, созданные на основании разработанной вербальной модели.

S. Stepanenko

Features simulation post-harvest grain in current

This paper contains a mathematical and algorithmic description of a simulation model of the process of post-harvest grain handling in the current set up under developed verbal model.

Одержано 20.10.12

УДК 631.33.02

К.В. Васильковська, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур

Проведено експериментальні дослідження нового пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур. Результати досліджень свідчать про можливість підвищення ефективності точного висіву.

експеримент, установка, висівний апарат, комірка, насіння

Сучасна Україна – це держава з високим потенціалом аграрного сектору в сфері вирощування просапних культур, реалізація якого неможлива без впровадження новітніх технологій та забезпечення виробників високоефективною сільськогосподарською технікою.

Технологічна ефективність посіву просапних культур визначається показниками його продуктивності, якості та рівнем пошкодження насіння. Забезпечення цих показників залежить, насамперед, від досконалості висівних апаратів для точного висіву.

З метою підвищення ефективності точного висіву насіння просапних культур на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено і виготовлено дослідний зразок нового пневмомеханічного висівного апарата, головною особливістю якого є наявність оригінального висівного диска з периферійним розташуванням комірок, на внутрішній поверхні яких розмішені лопатки для примусового захоплення насіння в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання. Запропонований висівний диск,

С. Степаненко

Особенности имитационного моделирования послеуборочной обработки зерна в условиях тока

В статье приведено математическое и алгоритмическое описание имитационной модели технологического процесса послеуборочной обработки зерна в условиях тока, созданные на основании разработанной вербальной модели.

S. Stepanenko

Features simulation post-harvest grain in current

This paper contains a mathematical and algorithmic description of a simulation model of the process of post-harvest grain handling in the current set up under developed verbal model.

Одержано 20.10.12

УДК 631.33.02

К.В. Васильковська, асп.

Кіровоградський національний технічний університет

Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур

Проведено експериментальні дослідження нового пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур. Результати досліджень свідчать про можливість підвищення ефективності точного висіву.

експеримент, установка, висівний апарат, комірка, насіння

Сучасна Україна – це держава з високим потенціалом аграрного сектору в сфері вирощування просапних культур, реалізація якого неможлива без впровадження новітніх технологій та забезпечення виробників високоефективною сільськогосподарською технікою.

Технологічна ефективність посіву просапних культур визначається показниками його продуктивності, якості та рівнем пошкодження насіння. Забезпечення цих показників залежить, насамперед, від досконалості висівних апаратів для точного висіву.

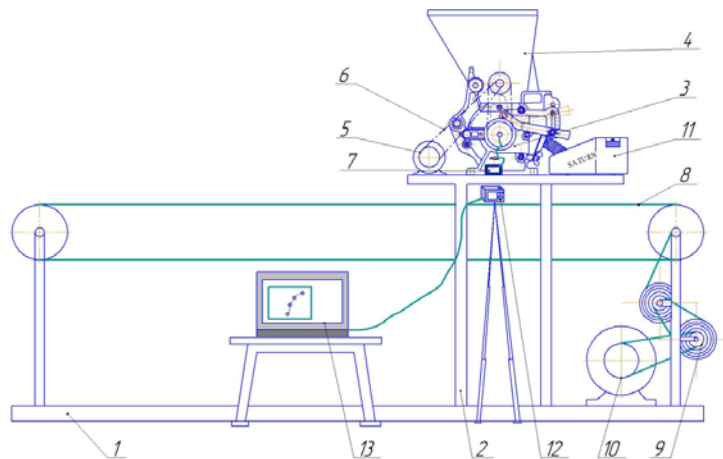
З метою підвищення ефективності точного висіву насіння просапних культур на кафедрі сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету було розроблено і виготовлено дослідний зразок нового пневмомеханічного висівного апарата, головною особливістю якого є наявність оригінального висівного диска з периферійним розташуванням комірок, на внутрішній поверхні яких розмішені лопатки для примусового захоплення насіння в робочій камері та подальшого його транспортування до зони скидання. Запропонований висівний диск,

завдяки наявності лопаток, дозволяє надійно захоплювати і переміщувати насіння до зони скидання на підвищених швидкостях обертання комірок [1].

Для проведення лабораторних досліджень та визначення параметрів технологічного процесу однонасіннєвого висіву насіння просапних культур пневмомеханічним висівним апаратом було розроблено і виготовлено експериментальну установку (рис. 1, 2).

Експериментальна установка складається з рами 1, на якій за допомогою кронштейна 2, закріплено розроблений пневмомеханічний висівний апарат 3 з бункером 4, електродвигуна привода висівного апарата з регульованою частотою обертання 5, з'єднаного з висівним апаратом за допомогою ланцюгової передачі 6, цифрового тахометра 7, стрічкового транспортера 8, клинопасового редуктора 9 для зміни швидкостей стрічкового транспортера, електродвигуна привода стрічкового транспортера 10 та пирососа 11. Також для фото і відео зйомки було встановлено цифровий фотоапарат 12, який був з'єднаний з ноутбуком 13.

Привод диска висівного апарата здійснювався за допомогою ланцюгової передачі від електродвигуна привода висівного апарата з регульованою частотою обертання.



- 1 – рама; 2 – кронштейн; 3 – пневмомеханічний висівний апарат; 4 – бункер для насіння;
 5 – електродвигун привода висівного апарата; 6 – ланцюгова передача; 7 – цифровий тахометр;
 8 – стрічковий транспортер; 9 – клинопасовий редуктор зміни швидкостей стрічкового транспортера;
 10 – електродвигун привода стрічкового транспортера; 11 – пиросос з регулюванням величини розрідження; 12 – цифровий фотоапарат; 13 – персональний комп'ютер

Рисунок 1 – Схема експериментальної установки

Необхідне розрідження (0,34...3,43 кПа) створювалось за допомогою пирососа SATURN. Величина розрідження регулюється на пирососі спеціальною заслінкою.



Рисунок 2 – Загальний вигляд експериментальної установки

Фото та відеозйомку процесу висіву насіння проводили за допомогою цифрового фотоапарату Casio Exilim "EX ZR-10", який закріплювали на штативі перед передньою стінкою установки.

Прискорена серійна зйомка процесу висіву насіння з частотою кадрів 30 та зйомка швидкісного відео, надавали змогу оцінити процес скидання насіння (рис. 3).

Цифровий фотоапарат було з'єднано з ноутбуком ACER ASPIRE 5315, що надавало можливість з урахуванням часу падіння однієї насінини, будувати траєкторію її падіння та розраховувати пройдений шлях.



Рисунок 3 – Процес висіву насіння цукрового буряку під час прискореної серійної зйомки

Для контролю та вимірювання частоти обертання висівного апарата використовувався годинниковий тахометр ИО-30 з похибкою вимірювання $\pm 1\%$ та діапазоном від 30 до 30000 об/хв.

Для проведення дослідів бункер висівного апарата завантажувалася насінням не менше ніж на половину його об'єму. Встановлювалась необхідна швидкість обертання висівного диска. Вмикався електродвигун привода висівного апарата. Вибрався необхідний рівень розрідження. Коли висівний апарат виходив на стабільний режим, вмикався в режим зйомки цифровий фотоапарат.

Для визначення раціональних параметрів та режимів роботи висівного апарата використовувався метод планування багатофакторного експерименту.

Метою серії дослідів була реалізація матриці центрального композиційного плану 2^3 , в результаті чого встановлено вплив чинників: z , ΔP , V .

Висівну здатність висівного апарату зручно оцінювати коефіцієнтом заповнення, який дорівнює відношенню кількості фактично висіяного насіння за певний проміжок часу до кількості комірок висівного диска, які пройшли точку скидання за цей же час.

Оптимальне розподілення насіння в рядку може бути досягнуто при заповненні комірок без пропусків[1]. Критерієм оптимізації обрано коефіцієнт заповнення комірок висівного диска.

Результати реалізації матриці планування експерименту наведені в табл1.

Таблиця 1 – Результати реалізації матриці планування експерименту 2^3

Номер досліджу	z , шт.	ΔP , кПа	V_K , м/с	K , %
	x_1	x_2	x_3	Y
1	3	0,5	1	101,2
2	9	0,5	1	96,8
3	3	1,5	1	99,6
4	9	1,5	1	105,6
5	3	0,5	3	100,0
6	9	0,5	3	98,2
7	3	1,5	3	101,8
8	9	1,5	3	101,0

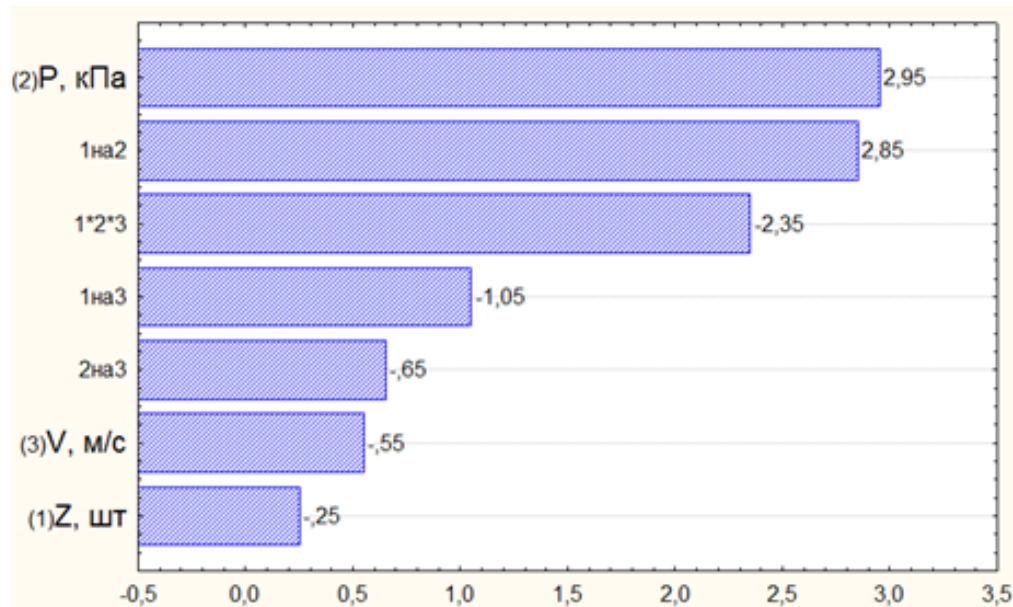
Для обробки експериментальних даних застосовували пакет STATISTICA 6.0 [2].

В результаті чого проведено побудову статистичної математичної моделі для коефіцієнту заповнення комірок висівного диска K , ($y=K$).

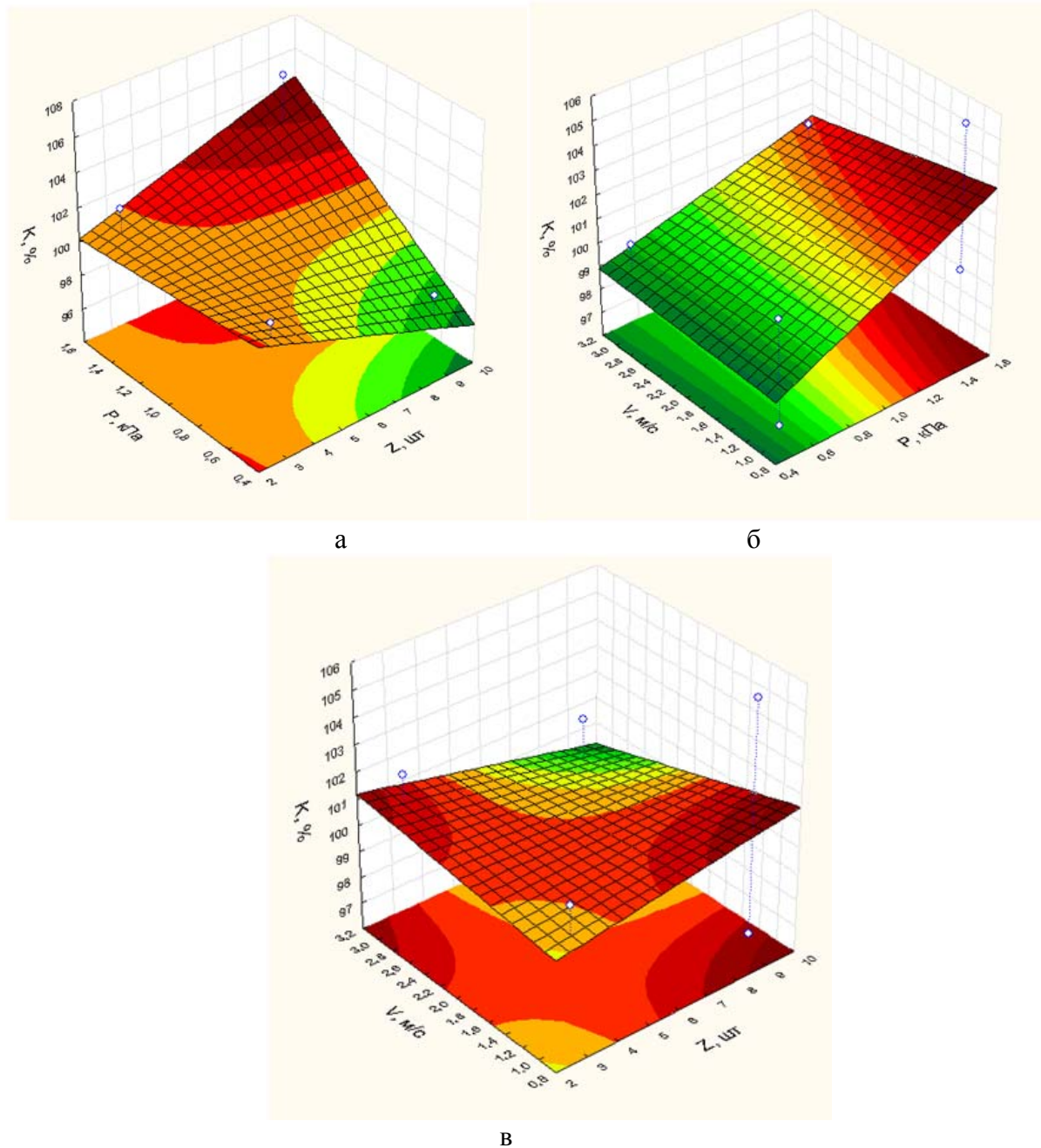
Отримано рівняння регресії:

$$Y = 100,525 - 0,125 \cdot x_1 + 1,475 \cdot x_2 - 0,275 \cdot x_3 + 1,425 \cdot x_1 \cdot x_2 - 0,525 \cdot x_1 \cdot x_3 - 0,325 \cdot x_2 \cdot x_3 - 1,175 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3. \quad (1)$$

Провівши аналіз Парето-карти для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K (рис. 4) можна зробити висновок, що найбільший вплив мають значення величини розрідження у вакуумній камері x_2 .

Рисунок 4 – Стандартизована Парето-карта для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K

Побудовано поверхні відгуку (рис. 5) для коефіцієнта заповнення комірок висівного диска K .



а - вплив кількості комірок z і розрідження у вакуумній камері ΔP ;
 б - вплив розрідження у вакуумній камері ΔP і швидкості обертання комірок V_k ;
 в - вплив кількості комірок z і швидкості обертання комірок V_k

Рисунок 5 – Поверхні відгуку і лінії рівного виходу для коефіцієнту заповнення комірок

Їх аналіз дозволяє відмітити, що стовідсотковий коефіцієнт заповнення комірок досягається при наступних значеннях чинників: $x_1 \rightarrow z=9$ шт.; $x_2 \rightarrow \Delta P=0,6; 0,5$ кПа; $x_3 \rightarrow V_k=2,5$ м/с.

Тобто за рахунок збільшення швидкості обертання комірок та зменшення їх кількості, конструкція досліджуваного пневмомеханічного апарата дозволяє в значній мірі зменшити розрідження у вакуумній камері.

Отримані результати досліджень запропонованого пневмомеханічного висівного апарату, свідчать про можливість підвищення ефективності точного висіву насіння просапних культур і можуть бути використані для створення нового сучасного апарата

та його впровадження у виробництво. Для цього дослідження апарата необхідно продовжити з метою подальшого розширення його універсальності стосовно насіння інших просапних культур.

Список літератури

1. Петренко М.М. До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, Вип. 41, частина 1. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 288-293.
2. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов / Владимир Боровиков. – СПб. : Питер, 2003. – 688 с.

К. Васильковская

Экспериментальные исследования пневмомеханического высевяющего аппарата с периферийным расположением ячеек для посева семян пропашных культур

Проведены экспериментальные исследования нового пневмомеханического высевного аппарата с периферийным расположением ячеек для посева семян пропашных культур. Результаты исследований свидетельствуют о возможности повышения эффективности точного посева.

K. Vasilkovskaya

Experimental studies a pneumomechanical sowing apparatus the peripheral location of cells for seeding row crops

Experimental researches of new pneumomechanical sowing vehicle are conducted with the peripheral location of barns for sowing of seed of the cultivated cultures. The results of researches testify to possibility of increase of efficiency of seed-spacing.

Одержано 01.10.12

УДК 631.331

С.М. Хомич, інж.

Луцький національний технічний університет

Моделювання процесу руху бульбашки повітря у середовищі сапропелю

У статті наведена модель руху бульбашки повітря в середовищі сапропелю у вигляді системи диференціальних рівнянь. На основі розв'язку системи числовим методом побудовано траєкторію руху бульбашки повітря у воді.

сапропель, повітря, пристрій, добування, траєкторія

Постановка проблеми. Використання пневматичного (ерліфтного) пристрою [1] для добування озерних сапропелів значно спрощує та здешевлює технологічний процес розробки сапропелевих родовищ. Даний пристрій має ряд переваг в порівнянні з іншими, які забезпечують добування сапропелю природної вологості. Основною з них є

та його впровадження у виробництво. Для цього дослідження апарата необхідно продовжити з метою подальшого розширення його універсальності стосовно насіння інших просапних культур.

Список літератури

1. Петренко М.М. До обґрунтування параметрів пневмомеханічного висівного апарата с периферійним розташуванням комірок для точного висіву насіння просапних культур / Петренко М.М., Васильковський М.І., Васильковська К.В. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник, Вип. 41, частина 1. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 288-293.
2. Боровиков В. STATISTICA. Искусство анализа данных на компьютере: Для профессионалов / Владимир Боровиков. – СПб. : Питер, 2003. – 688 с.

К. Васильковская

Экспериментальные исследования пневмомеханического высевающего аппарата с периферийным расположением ячеек для посева семян пропашных культур

Проведены экспериментальные исследования нового пневмомеханического высевного аппарата с периферийным расположением ячеек для посева семян пропашных культур. Результаты исследований свидетельствуют о возможности повышения эффективности точного посева.

K. Vasilkovskaya

Experimental studies a pneumomechanical sowing apparatus the peripheral location of cells for seeding row crops

Experimental researches of new pneumomechanical sowing vehicle are conducted with the peripheral location of barns for sowing of seed of the cultivated cultures. The results of researches testify to possibility of increase of efficiency of seed-spacing.

Одержано 01.10.12

УДК 631.331

С.М. Хомич, інж.

Луцький національний технічний університет

Моделювання процесу руху бульбашки повітря у середовищі сапропелю

У статті наведена модель руху бульбашки повітря в середовищі сапропелю у вигляді системи диференціальних рівнянь. На основі розв'язку системи числовим методом побудовано траєкторію руху бульбашки повітря у воді.

сапропель, повітря, пристрій, добування, траєкторія

Постановка проблеми. Використання пневматичного (ерліфтного) пристрою [1] для добування озерних сапропелів значно спрощує та здешевлює технологічний процес розробки сапропелевих родовищ. Даний пристрій має ряд переваг в порівнянні з іншими, які забезпечують добування сапропелю природної вологості. Основною з них є

розрихлення сапропелевих покладів потоком стиснутого повітря за рахунок чого відбувається зменшення енергетичних та матеріальних витрат на отримання сільськогосподарського матеріалу – органічного сапропелю. Але серед відомих досліджень відсутні математичні моделі процесів, що відбуваються у забірній частині пневматичного пристрою для добування сапропелю

Аналіз останніх досліджень. Більшість теоретичних досліджень, що спрямовані на вивчення руху потоку стиснутого повітря в рідині обмежуються вивченням руху одиначної бульбашки.

У відповідності до [6] процес виходу стиснутого повітря через отвори кільцевого напірного трубопроводу супроводжується формуванням струменю, який в процесі руху подрібнюється на окремі бульбашки різного об'єму, що піднімаються у висхідному напрямку. Дана сапропелеповітряна суміш утворює бульбашкову структуру руху двофазного середовища у середині змішувача, тобто забірної частини пристрою.

Вивчення бульбашкового процесу, як початкового в пневматичному (ерліфтному) пристрої дозволяє сформувати достовірну базу для подальшого теоретичного дослідження та моделювання структури і режиму руху, що формується всередині транспортуючого трубопроводу та являється основою при дослідженні динаміки газорідних сумішей.

Авторами [2, 3, 4, 5] встановлено, що на бульбашку газу чи пари, що спливають в рідині, діють підйомна сила, викликана градієнтом тиску в напрямку руху бульбашки, сила опору рідини оточуючої бульбашку та сила поверхневого натягу. Дані дослідження описували умови піднімання бульбашки в рідині лише у вертикальній площині.

Метою роботи є розробка моделі руху бульбашки повітря в сапропелевому середовищі, яка виходить з сопла пристрою, що розташоване під довільним кутом до осі Ox згідно (рис. 1).

Результати досліджень. Розглянемо рух бульбашки масою m , що піднімається у сапропелевому середовищі з глибини H . Початкова швидкість бульбашки задана її проекціями V_{ox} та V_{oy} на осі Ox і Oy декартової системи координат Oxy (рис. 1).

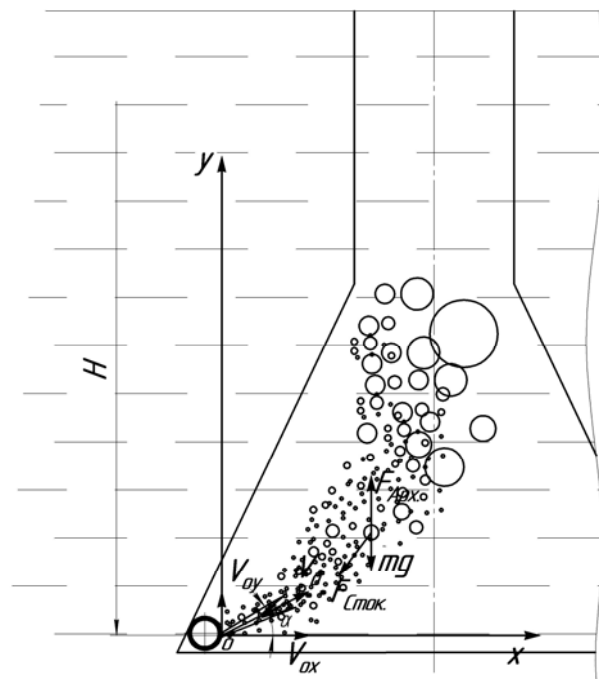


Рисунок 1 - Розрахункова схема

На бульбашку діють:

- сила ваги $m\vec{g}$;
- виштовхувальна сила Архімеда $F_{Арх}$;
- сила лобового опору (сила Стокса) $F_{Сток.}$

Відповідно до формули Бернуллі тиск повітря в бульбашці дорівнюватиме

$$P = p_{атм} + \rho g (H - y) + \rho \frac{V^2}{2}, \quad (1)$$

де $V^2 = \dot{x}^2 + \dot{y}^2$ – квадрат швидкості руху бульбашки;

ρ – густина рідини;

$p_{атм}$ – атмосферний тиск;

g – прискорення вільного падіння.

Відповідно до рівняння Менделєєва-Клапейрона об'єм бульбашки дорівнює

$$V = \frac{m}{\mu \cdot p} RT, \quad (2)$$

де m – маса бульбашки;

μ – молярна маса повітря;

R – універсальна газова стала;

T – температура бульбашки.

Підставивши (1) в (2) отримаємо

$$V = \frac{2mRT}{\mu(2p_{атм} + 2\rho g(H - y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}. \quad (3)$$

Виштовхувальна сила Архімеда дорівнює

$$F_{Арх} = \rho g V. \quad (4)$$

З урахуванням (3) формула (4) набуде вигляду

$$F_{Арх} = \frac{2mg\rho RT}{\mu(2p_{атм} + 2\rho g(H - y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}. \quad (5)$$

Для обчислення сили Стокса, що діє на бульбашку, умовно вважатимемо останню кулькою радіусом a , який відповідно до (3) дорівнює

$$a = \sqrt[3]{\frac{3V}{4\pi}} = \sqrt[3]{\frac{3mRT}{2\pi\mu(2p_{атм} + 2\rho g(H - y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}. \quad (6)$$

Тоді сила Стокса становитиме

$$\vec{F}_{\text{Сток}} = -6\pi\eta a \vec{V} = -6\pi\eta \vec{V} \sqrt[3]{\frac{3mRT}{2\pi\mu(2p_{\text{атм}} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}}, \quad (7)$$

де η – в'язкість рідини.

Відповідно до II закону Ньютона

$$m\vec{a} = m\vec{g} + \vec{F}_{\text{Аpx}} + \vec{F}_{\text{Сток}}. \quad (8)$$

З урахуванням (5) та (7) формула (8) у проекціях на осі координат набуде вигляду

$$\begin{cases} m\ddot{x} = -6\pi\eta\dot{x} \cdot \sqrt[3]{\frac{3mRT}{2\pi\mu(2p_{\text{атм}} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}} \\ m\ddot{y} = -mg + \frac{2mg\rho RT}{\mu(2p_{\text{атм}} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))} - \\ -6\pi\eta\dot{y} \cdot \sqrt[3]{\frac{3mRT}{2\pi\mu(2p_{\text{атм}} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}} \end{cases} \quad (9)$$

Для даної системи початкові умови наступні

$$x_0 = 0, \quad y_0 = 0;$$

$$\dot{x}_0 = V_{\text{ox}}, \quad \dot{y} = V_{\text{oy}};$$

$$V_{\text{ox}} = v_e \cos \alpha, \quad V_{\text{oy}} = v_e \sin \alpha. \quad (10)$$

Згідно формули Лавалля

$$v_e = \sqrt{\frac{TR}{M} \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_e}{p} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \right]}, \quad (11)$$

де $p_e = p_{\text{атм}} + \rho gH$ - тиск на глибині (виходу);

$p = 1.005 p_e$ тиск подачі (входу).

Виразимо з (2) масу бульбашки через її об'єм V_0 при абсолютному тиску $p_{\text{атм}}$

$$m = \frac{\mu p_{\text{атм}} V_0}{RT}. \quad (12)$$

Підставивши (12) в (9) отримаємо

$$\begin{cases} \ddot{x} = -6\pi\eta \frac{RT}{\mu} \dot{x} \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2\pi p_{атм}^2 V_0^2 (2p_{атм} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}} \\ \ddot{y} = -g + \frac{2g\rho RT}{\mu(2p_{атм} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))} - \\ -6\pi\eta \frac{RT}{\mu} \dot{y} \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2\pi p_{атм}^2 V_0^2 (2p_{атм} + 2\rho g(H-y) + \rho(\dot{x}^2 + \dot{y}^2))}} \end{cases} \quad (13)$$

Система диференціальних рівнянь (13) разом з початковими умовами (10) розв'язана числовим методом Рунге-Кутта 4-ого порядку в середовищі Maple. Розв'язок відображений у вигляді графічних залежностей траєкторії руху бульбашки повітря, що виходить з сопла у воду, із змінними кутами нахилу сопла відносно осі Ox (рис. 2).

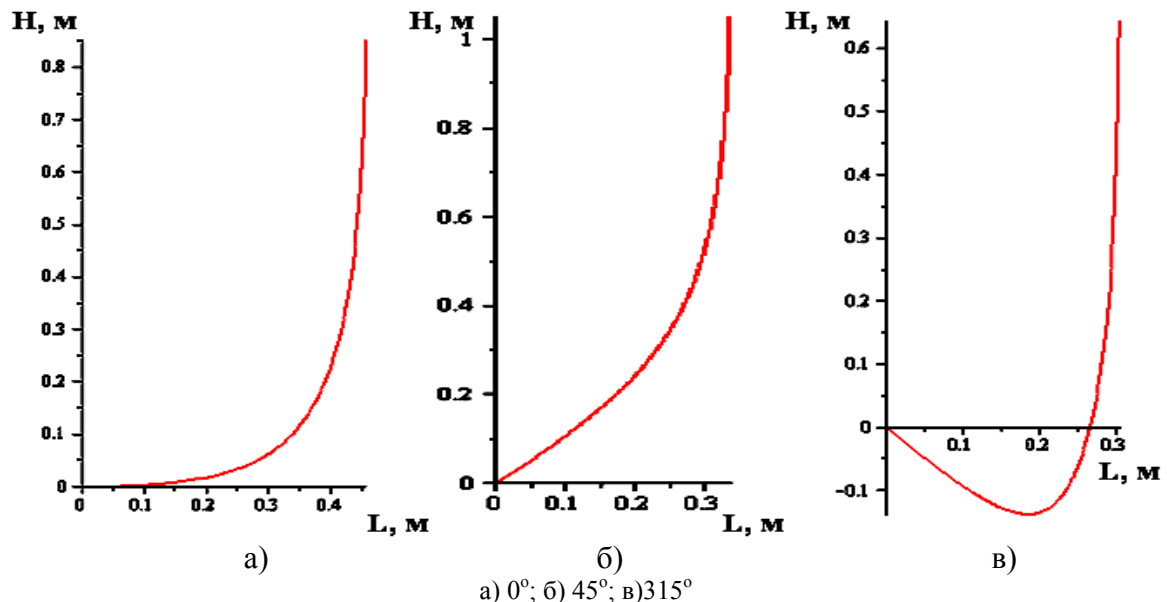


Рисунок 2 - Графіки руху виходу бульбашки повітря з сопла під кутом

Вихідні дані, які використовувались під час розрахунку: $R = 8.31 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$,

$\mu = 29 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{моль}}$; $T = 293 \text{ К}$; $p_{атм} = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$; $\eta = 1,002 \text{ мПа}$;
 $\sigma = 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$ (для води при 20°C); $\rho = 10^3 \text{ кг/м}^3$

Висновок. Адекватність отриманої моделі підтверджується відповідністю розрахункової траєкторії руху бульбашки повітря у воді траєкторіям отриманим під час експериментальних досліджень. Але для використання даної моделі за розрахунку траєкторії руху бульбашки повітря у сапропелі необхідні адекватні значення в'язкості даного матеріалу.

Список літератури

1. Пат. 51535 України, МПК E02F3/08. Забірний пристрій / Цизь І.Є., Хомич С.М. - № u200913475; Заявл. 24.12.2009; Опубл. 26.07.2010. Бюл. №14. - 3 с.
2. Кутателадзе С.С. Гидродинамика газожидкостных систем.- М.: Энергия, 1976.
3. Соу С. Гидродинамика многофвзных систем. -М.: Мир, 1971.
4. Островский Г.М. Прикладная механика неоднородных сред.: Наука, 2000. -359 с.

5. Энциклопедия эрлифтов / Папаяни Ф.А., Кононенко А.П., Козыряцкий Л.Н. и др.-Донецк, Москва: «Информсвязиздат», 1995.
6. Хомич С.М., Цизь І.Є. Дослідження продуктивності пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю / Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. - Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 355-361.

С. Хомич

Моделирование процесса движения пузырька воздуха в среде сапропеля

В статье приведена модель движения пузырька воздуха в среде сапропеля в виде системы дифференциальных уравнений. На основе решения системы численным методом построены траектории движения пузырька воздуха в воде.

S. Homich

Design of process of motion of bubble of air in the environment of sapropel

In the article the model of motion of bubble of air is resulted in the environment of sapropel as a system of differential equalizations. On the basis of decision of the system a numeral method the trajectories of motion of bubble of air are built in water.

Одержано 25.10.12

УДК 628.247.652.784:533.6.011

С.Л. Хачатурян, доц., канд. техн. наук

Визначення параметрів повітряного змащення робочих органів пристроїв для проколювання ґрунту

У статті сформульовано переваги використання стисненого повітря як матеріалу для змащення бокової поверхні конічних робочих органів пристроїв для проколювання ґрунту. Визначено основні параметри повітряного змащення в залежності від геометричних параметрів робочого органу та фізико-механічних властивостей ґрунту

робочий орган, проколювання ґрунту, повітряне змащування, ґрунт, тиск повітря, витрати повітря

Постановка проблеми. Збільшення об'ємів земляних робіт, пов'язаних із будівництвом або реконструкцією підземних інженерних комунікацій, особливо в сільській місцевості, при прокладанні газопроводів і водогонів, кабелів телефонної мережі та інших мереж вимагає вдосконалення як технології виконання зазначених робіт, так і відповідних засобів механізації. В останній час траншейна технологія прокладання комунікацій поступово витісняється безтраншейною, як менш дорогою та такою, що не вимагає великих працевтрат. Найбільш простим із закритих способів проходки свердловин неглибокого залягання є спосіб проколювання. Пристрої для проходки виробок цим способом менш складні та більш надійні, тому при прокладанні підземних комунікацій діаметром до 700мм на відстань до 60м використовується, головним чином, спосіб проколювання. Досвід експлуатації існуючих установок для проколу ґрунту свідчить про те, що підвищення їх ефективності може бути досягнуто

© С.Л. Хачатурян, 2012

5. Энциклопедия эрлифтов / Папаяни Ф.А., Кононенко А.П., Козыряцкий Л.Н. и др.-Донецк, Москва: «Информсвязиздат», 1995.
6. Хомич С.М., Цизь І.Є. Дослідження продуктивності пневматичного забірною пристрою для добування сапропелю / Сільськогосподарські машини: Зб. наук. статей. - Вип. 20. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛНТУ, 2010. – С. 355-361.

С. Хомич

Моделирование процесса движения пузырька воздуха в среде сапропеля

В статье приведена модель движения пузырька воздуха в среде сапропеля в виде системы дифференциальных уравнений. На основе решения системы численным методом построены траектории движения пузырька воздуха в воде.

S. Homich

Design of process of motion of bubble of air in the environment of sapropel

In the article the model of motion of bubble of air is resulted in the environment of sapropel as a system of differential equalizations. On the basis of decision of the system a numeral method the trajectories of motion of bubble of air are built in water.

Одержано 25.10.12

УДК 628.247.652.784:533.6.011

С.Л. Хачатурян, доц., канд. техн. наук

Визначення параметрів повітряного змащення робочих органів пристроїв для проколювання ґрунту

У статті сформульовано переваги використання стисненого повітря як матеріалу для змащення бокової поверхні конічних робочих органів пристроїв для проколювання ґрунту. Визначено основні параметри повітряного змащення в залежності від геометричних параметрів робочого органу та фізико-механічних властивостей ґрунту

робочий орган, проколювання ґрунту, повітряне змащування, ґрунт, тиск повітря, витрати повітря

Постановка проблеми. Збільшення об'ємів земляних робіт, пов'язаних із будівництвом або реконструкцією підземних інженерних комунікацій, особливо в сільській місцевості, при прокладанні газопроводів і водогонів, кабелів телефонної мережі та інших мереж вимагає вдосконалення як технології виконання зазначених робіт, так і відповідних засобів механізації. В останній час траншейна технологія прокладання комунікацій поступово витісняється безтраншейною, як менш дорогою та такою, що не вимагає великих працевтрат. Найбільш простим із закритих способів проходки свердловин неглибокого залягання є спосіб проколювання. Пристрої для проходки виробок цим способом менш складні та більш надійні, тому при прокладанні підземних комунікацій діаметром до 700мм на відстань до 60м використовується, головним чином, спосіб проколювання. Досвід експлуатації існуючих установок для проколу ґрунту свідчить про те, що підвищення їх ефективності може бути досягнуто

© С.Л. Хачатурян, 2012

за рахунок використання повітряного змащення ґрунтопроколюючих робочих органів. Проте для надійної та ефективної роботи таких робочих органів необхідне визначення раціональних параметрів системи повітряного змащення залежно від геометрії робочого органу та фізико-механічних властивостей ґрунту.

Аналіз останніх досліджень. До недавнього часу зусилля дослідників були спрямовані, головним чином, на з'ясування фізичної сутності процесу проколювання ґрунту [2], розробку на цій основі розрахункових положень із визначення опору ґрунту проколюванню в залежності від фізико-механічних властивостей ґрунту [6], встановлення оптимальної геометрії робочого органу [4] та раціональних параметрів установок для безтраншейного прокладання комунікацій і раціональних режимів проколювання [3]. При цьому залишаються поза увагою питання, пов'язані з можливістю зниження опору ґрунту проколюванню шляхом усунення чи суттєвого зниження сил зовнішнього тертя на бокові поверхні ґрунтопроколюючого робочого органу за рахунок використання ефекту вібрації чи повітряного змащення.

Мета статті. Визначення параметрів повітряного змащення ґрунтопроколюючого робочого органу, при котрих досягається максимальне зниження опору ґрунту проколюванню.

Виклад основного матеріалу. Коефіцієнт зовнішнього тертя ґрунту можна знизити, використовуючи ефект вібрації, а також шляхом подачі стисненого повітря. Другий спосіб видається більш перспективним з таких міркувань. По перше, на відміну від першого способу, коефіцієнт тертя може бути знижений, практично, до нуля. По друге, шкідливі діяння вібрації на обслуговуючий персонал, масив ґрунту та інженерні комунікації, що в ньому знаходяться, відсутні. Крім того, можливість вибору кутів загострення робочого органу, при котрих відсутнє перед ним ядро ущільнення, дозволяє досягти максимального ефекту від повітряного змащення з огляду наявності тонкої повітряної плівки безпосередньо між об'єктами тертя – ґрунтом і боковою поверхнею робочого органу.

Найбільший інтерес являє собою визначення тих параметрів повітряного змащення, при котрих досягається максимальне зниження опору ґрунту проколюванню. Це має місце, коли поверхня ґрунтового масиву та робочого органу розділені шаром повітря. Стійкий шар повітряного мастила при заданій товщині t вихідної щілини може бути забезпечений достатньою величиною витрат стисненого повітря Q , необхідним його тиском P на виході із щілини та по довжині твірної l кінцевого робочого органу. Визначимо основні параметри повітряного змащення стосовно до кінцевих робочих органів ґрунтопроколюючих пристроїв.

Розрахункову схему представимо в циліндричних координатах, у котрих поверхня робочого органу являє собою розгорнуту на площині бокову поверхню конуса (рис. 1).

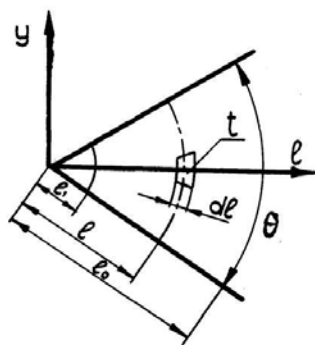


Рисунок 1 – Розгортка бокової поверхні кінцевого робочого органу з подачею повітряного змащення через щілину

Рівняння руху у мастильному шарі в циліндричних координатах запишуться у вигляді [1]

$$\frac{\partial P}{\partial l} = \mu \frac{\partial^2 V_l}{\partial y^2}; \frac{\partial P}{\partial y} = 0; \frac{\partial P}{\partial \theta} = 0, \quad (1-3)$$

де V_l – швидкість повітря в напрямку осі l ;

μ – в'язкість повітря.

У подальшому при визначенні основних параметрів повітряного змащення будемо спиратися на універсальну методику, розроблену д.т.н., проф. В.К. Руднєвим, яка може бути використана, практично, стосовно до будь-якого типу робочих органів машин для земляних робіт [5].

З-за незначної різниці температур поверхонь скочвання температуру шару повітряного змащення можна вважати постійною, а процес руху повітря, таким чином, – ізотермічним.

У цьому випадку рівняння стану повітря прийме вигляд

$$\frac{P}{\rho_0} = R \cdot T_0, \quad (4)$$

де ρ_0 – щільність повітря;

R – газова постійна;

T_0 – абсолютна температура.

Рівняння нерозривності стосовно до випадку, що розглядається, має вигляд [1]

$$\frac{\partial(\rho_0 \cdot V_l \cdot l)}{\partial l} = 0. \quad (5)$$

З рівняння (1) за умови постійності тиску повітря по товщині шару (рівняння 2) визначимо швидкість повітря:

$$V_l = \frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial l} \cdot y^2 + C_1 \cdot y + C_2. \quad (6)$$

Постійні інтегрування визначимо з граничних умов, приймаючи умовно робочий орган нерухомим, а ґрунт – таким, який рухається із швидкістю V : при $y=0$, $V_l=0$ – швидкість повітря на межі з поверхнею робочого органу; $y=t$, $V_l=V$ – швидкість повітря на межі з ґрунтом.

На цій основі

$$C_1 = \frac{t}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial l} + \frac{V}{t}; C_2 = 0. \quad (7)$$

Відповідно, швидкість руху повітря

$$V_l = -\frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial l} \cdot y(t-y) + \frac{V}{t} y. \quad (8)$$

Середня за товщиною потоку швидкість повітря

$$V_l^{сеп.} = \frac{1}{t} \int_0^t V_l \cdot dy = -\frac{t^2}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial l} + \frac{V}{2}. \quad (9)$$

Так як швидкість руху повітря в шарі змащення приблизно на три порядки вища швидкості руху робочого органу, величиною $\frac{V}{2}$ у подальшому зневажаємо:

$$V_l^{сеп.} = -\frac{t^2}{12 \cdot \mu} \cdot \frac{\partial P}{\partial l}. \quad (10)$$

Об'ємні витрати повітря

$$Q = \int V_l^{cep} \cdot t \cdot dl_0. \quad (11)$$

При постійній величині t витрати повітря в місці подачі

$$Q = - \frac{\pi \cdot l_1 \cdot t^3 \cdot \sin \alpha}{6 \cdot \mu} \left(\frac{\partial P}{\partial l} \right)_{l=l_1}. \quad (12)$$

Величину $\left(\frac{\partial P}{\partial l} \right)_{l=l_1}$ можна визначити, розв'язавши таке рівняння. Підставляючи (4) і (10) в умову (5), отримаємо вираз, який описує розподілення тисків у повітряному шарі:

$$- \frac{t^2}{12 \cdot \mu \cdot R \cdot T_0} \cdot \frac{\partial}{\partial l} \left(\frac{\partial P^2}{\partial l} l \right) = 0. \quad (13)$$

Так як $-\frac{t^2}{12 \cdot \mu \cdot R \cdot T_0} \neq 0$ і, вважаючи $P_* = P^2$, рівняння (13) можна представити таким чином:

$$l \frac{\partial^2 P_*}{\partial l^2} + \frac{\partial P_*}{\partial l} = 0. \quad (14)$$

Це рівняння легко інтегрується:

$$P_* = P^2 = C_1 \cdot \ln l + C_2. \quad (15)$$

Постійні інтегрування визначимо з початкових умов: при $l=l_1$ $P=P_1$ – тиск на виході повітря з щілини, при $l=l_0$ $P=P_0$ – тиск повітря на виході з шару змащення, рівний атмосферному. На цій основі отримаємо:

$$C_1 = \frac{P_0^2 - P_1^2}{\ln \frac{l_0}{l_1}}; C_2 = P_1^2 \left[1 + \left(1 - \frac{P_0^2}{P_1^2} \right) \frac{\ln l_1}{\ln \frac{l_0}{l_1}} \right]. \quad (16)$$

З урахуванням (16) рівність (15) прийме вигляд

$$P = P_1 \sqrt{1 - \left(1 - \frac{P_0^2}{P_1^2} \right) \frac{\ln \frac{l}{l_1}}{\ln \frac{l_0}{l_1}}}. \quad (17)$$

Розподілення тиску в мастильному шарі залежить від відношення $\frac{l_0}{l_1}$ і інтенсивно падає по довжині твірної кінцевого робочого органу. Тиск, як видно з (17), падає тим швидше, чим більше P_1 і відношення $\frac{l_0}{l_1}$.

З (17) визначаємо

$$\left(\frac{\partial P}{\partial l} \right)_{l=l_1} = - \frac{(P_1^2 - P_0^2)}{2 \cdot \ln \frac{l_0}{l_1} \cdot P_1 \cdot l_1}. \quad (18)$$

Підставляючи рівність (18) у рівняння (12), знайдемо об'ємні витрати повітря

$$Q = \frac{\pi \cdot t^3 (P_1^2 - P_0^2) \sin \alpha}{12 \cdot \mu \cdot P_1 \cdot \ln \frac{l_0}{l}}. \quad (19)$$

Аналогічно, потрібні витрати повітря при атмосферному тиску

$$Q = \frac{\pi \cdot t^3 (P_1^2 - P_0^2) \sin \alpha}{12 \cdot \mu \cdot P_0 \cdot \ln \frac{l_0}{l_1}}. \quad (20)$$

З (20) слідує, що витрати стисненого повітря пропорційні ширині щілини t для подачі стисненого повітря в третьому ступені та зростає із збільшенням довжини поверхні кінцевого робочого органу, що змашується, по кривій параболічного типу.

При формуванні потоку повітря, що подається на бокову поверхню робочого органу, можна вважати, що товщина повітряного шару дорівнює товщині вихідної щілини для подачі повітря. Останню для конічних ґрунтопроколюючих робочих органів, як показало їх конструювання та виготовлення, виконати менше 0,1 мм вельми складно.

Крім визначення потрібної витрати повітря, товщини вихідної щілини необхідно встановити також величину тиску подачі повітря. При цьому будемо вважати, що рівнодіюча тиску повітря в шарі змащення повинна бути рівною нормальному тиску з боку масиву ґрунту, що припадає на змащувальну поверхню робочого органу.

Крива зміни тиску повітря може бути описана з достатнім ступенем точності таким рівнянням:

$$P = \frac{(l - l_0) \cdot (P_1 - P_0)}{l_1 - l_0} + P_0. \quad (21)$$

Тоді величина головного вектора сил тиску (рис. 2), дорівнює

$$P = 2 \cdot \pi \cdot \sin^2 \alpha \int_{l_1}^{l_0} \left[\frac{(l - l_0) \cdot (P_1 - P_0)}{l_1 - l_0} + P_0 \right] l \cdot dl - P_0 \cdot \pi \cdot l_0^2 \cdot \sin^2 \alpha. \quad (22)$$

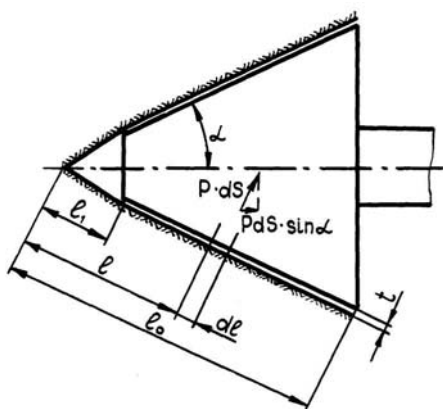


Рисунок 2 – Схема робочого органу з повітряним змащенням

Рішення рівняння (22) дає вираз, який встановлює залежність тиску повітря P_1 на виході з щілини від величини максимальних нормальних контактних напружень $\sigma_{\max}$, які виникають на боковій поверхні кінцевого робочого органу при проколюванні ґрунту, у вигляді

$$P_1 = \frac{2 \cdot \sigma_{max}(l_0^3 - l_1^3) + 3 \cdot P_0 \cdot l_0^3}{6 \cdot l_0 \left\{ \left[\frac{1}{3} \cdot \frac{(l_0^3 - l_1^3)}{(l_1 - l_0)} - \frac{1}{2} l_0 \frac{(l_0^2 - l_1^2)}{(l_1 - l_0)} \right] + \frac{P_0}{2} (l_0^2 - l_1^2) \right\}} + P_0. \quad (23)$$

При різанні ґрунту робочими органами землерийно-транспортних машин фільтраційні властивості стружки та розпушеного ґрунту здійснюють суттєвий вплив на параметри повітряного змащення [5]. Специфічні умови роботи ґрунтопроколюючих робочих органів з повітряним змащенням дозволили при визначенні витрат стисненого повітря, розподілення тисків по довжині твірної конічного робочого органу та тиску стисненого повітря на виході з щілини не враховувати фільтраційні втрати стисненого повітря. Таке уточнення ґрунтується на тому, що коефіцієнт проникності у масиві ґрунту, ущільненому ґрунтопроколюючим робочим органом, приблизно у 85 разів менший коефіцієнту проникності для стружки ґрунту.

Висновки. Стосовно до розрахункового ґрунту з числом ударів динамічного щільноміра $C=10\div 12$, діаметру робочого органу $D=0,15\text{ м}$ і кута загострення $2\alpha=50^\circ$ виконано аналіз отриманих рівнянь (17), (20) і (23). Середня величина тиску в мастильному шарі знаходиться в межах $0,668\text{ МПа}$, а витрати стисненого повітря – $0,1175\text{ м}^3/\text{хв}$. Розрахунки показали, що при утворенні шару змащення на межі поверхонь тертя сила опору ґрунту проколюванню може бути знижена в $2,4\div 2,6$ раза, що дозволяє без підвищення силових параметрів ґрунтопроколюючого пристрою збільшити в $1,55\div 1,61$ раза діаметр свердловини, що проколюється.

Список літератури

1. Константи́неску В.Н. Газовая смазка / В.Н. Константи́неску. – М, «Машиностроение», 1968.
2. Машины для бестраншейной прокладки подземных коммуникаций / С.В. Кравец, Н.Д. Каслин, В.К. Руднев, В.Н. Супонев. – Х.: ООО «Фавор», 2008. – 256 с.
3. Олексин В.И. Комбинированный метод разработки горизонтальной скважины при бестраншейной прокладке коммуникаций / В.И. Олексин // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Сборник научных трудов. – 2012. – Выпуск 57. – С. 207 – 213.
4. Ромакин Н.Е. Усиление внедрения и оптимальный угол заострения рабочего наконечника при статическом проколе грунта / Н.Е. Ромакин, Н.В. Малков // Строительные и дорожные машины. – 2006. – №10. – С. 35 – 37.
5. Руднев В.К. Копание ґрунтов землерийно-транспортными машинами активного действия / В.К. Руднев. – Х.: «Вища школа», 1974. – 143 с.
6. Супонев В.Н. Обоснование параметров установок для бестраншейной прокладки распределительных сетей инженерных коммуникаций методом гидростатического прокола / В.Н. Супонев, В.И. Олексин // Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2010. - №5. – С. 66 – 74.

С. Хачатурян

Определение параметров воздушной смазки рабочих органов устройств для прокола ґрунта

В статье сформулированы преимущества использования сжатого воздуха как материала для смазки боковой поверхности конических рабочих органов устройств для прокола ґрунта. Определены основные параметры воздушной смазки в зависимости от геометрических параметров рабочего органа и физико-механических свойств ґрунта.

S. Hachaturian

Determination of parameters of air butter of workings organs of devices for the puncture of soil

In the article advantages of the use of the compressed air are formulated as material for greasing of lateral surface of conical workings organs of devices for the puncture of soil. The basic parameters of the air greasing are certain depending on the geometrical parameters of working organ and physical-mechanical properties of soil.

Одержано 18.10.12

УДК 681.5:614.8

В.Т. Колесник, інж.

Приватне підприємство "АРГ"

Общие критерии классификации датчиков автоматической системы пожарной сигнализации

Приведен анализ критериев классификации датчиков для использования в системах пожарной сигнализации. Рассмотрены основные типы датчиков последующим критериям: датчики с различными состояниями выходов; датчики обработки сигнала без функции времени; датчики с обработкой сигнала при наличии функции времени; датчики, содержащие несколько детекторов пожара.

пожар, датчик, компаратор, измерительная система, микропроцессор

Введение. Согласно нормам стандарта EN-ISO 8421-3 “Противопожарная охрана. Терминология. Обнаружение пожара и передача сигналов тревоги” пожарный датчик является элементом автоматической системы сигнализации, состоящей минимум из одного датчика, который реагирует на соответствующие физические и/или химические явления с целью передачи сигнала тревоги на централь пожарной охраны [1].

Критерии классификации. Величина пожарного параметра в измерительной части датчика превращается в электрическую величину (например, в преобразователе, состоящем из системы ионизационных ячеек, в ионизационном датчике дыма) и сравнивается с величиной, заложенной в эталонной части – компараторе. Этот процесс осуществляется в одном и том же датчике. В то же время, существуют датчики двух состояний (состояние контроля или состояние тревоги). Очевидно, что систем сравнения существует больше. Датчики, использующие множество состояний, кроме состояний контроля и тревоги, могут находиться в промежуточных состояниях. Благодаря этому, датчик может передать на централь (центральный пункт) различную информацию, например, о загрязнении измерительной части. Состояние датчика запоминается и затем по контрольным линиям информация передаётся на централь [2,3].

На рисунке 1 показана блочная схема датчика двух состояний.

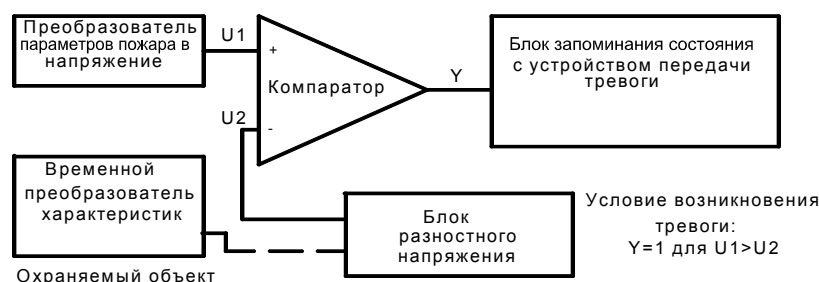


Рисунок 1 - Блочная схема датчика двух состояний

Необходимо заметить, что путём специальной обработки информации, поступающей от датчиков двух состояний, также возможно обнаружить загрязнение измерительной части (относится к датчикам дыма). В простейших решениях используется явление неустойчивости состояния тревоги датчика, наступающее в результате загрязнения измерительной части. Возможность очистки памяти датчика (например, путём кратковременного понижения напряжения питания датчика) за

определённый промежуток времени, информирует центральный о состоянии загрязнения. Продолжающееся состояние тревоги, несмотря на повторные попытки отмены, будет расцениваться как пожарная тревога.

Очевидно, что в этом случае уровень безопасности очень низок. Датчик, сконструированный таким способом, может обнаружить загрязнение в тот момент, когда чувствительность на параметр пожара (дым) снижена.

С целью устранения этого явления применяется два компаратора, причём, первый с низким порогом сравнения (около 20 % уровня сравнения пожарной тревоги), что делает возможным обнаружение загрязнения задолго до изменения чувствительности. Второй компаратор служит для обнаружения состояния превышения уровня, трактуемого, как угроза пожара.

Перенос процесса сравнения с величиной сравнения в центральный привёл к появлению систем с аналоговыми датчиками. Вместо компаратора датчики комплектуются аналого-цифровыми преобразователями и системами передачи электрических величин, которые пропорциональны актуальным величинам параметров пожара, с помощью кодера делают возможным назначение датчику соответствующего адреса. Передача осуществляется в цифровом формате в процессе диалога. Аналоговые датчики остаются единственным источником, передающим параметры окружающей среды на центральный.

Показанная на рисунке 1 величина сравнения может быть постоянной. Это имеет место в пороговых датчиках двух состояний или в наиболее простых аналоговых системах, где контроль превышения заданных параметров окружающей среды возложен на микропроцессорную систему централи, что, собственно, не имеет для пользователя особого значения.

Датчики, работающие по принципу обнаружения превышения заданных параметров пожара (т.н. датчики с избыточным порогом), характеризуются изменяемой чувствительностью по отношению к возрастающему загрязнению измерительной системы датчика.

Учитывая то, что даже кратковременное превышение заданных параметров окружающей среды может привести к срабатыванию датчика, применяются интегральные системы (в аналоговых решениях) либо обнуление счётчиков импульсов через определённые промежутки времени (в цифровых решениях). Благодаря этому, значительное изменение параметров окружающей среды на протяжении достаточно длительного промежутка времени ведёт к срабатыванию датчика.

Величина сравнения может зависеть от схемотехники измерительной системы и, соответственно, изменённой временной характеристикой (пунктирная линия на рис. 1.), что имеет место в дифференциальных датчиках. Данный способ, наиболее часто применяемый в датчиках тепла, позволяет определить скорость изменения пожарных параметров (температуры). Например, срабатывание датчика наступает в тот момент, когда скорость нарастания температуры выше, чем заложенная производителем. Таким способом сконструированный датчик не в состоянии обнаружить свободно распространяющийся пожар, в связи с чем, в большинстве случаев, дифференциальные датчики снабжены т.н. «избыточным порогом».

Величина сравнения может зависеть от геометрического решения измерительной системы, что имеет место в дифференциальных датчиках. Такое решение даёт возможность компенсации загрязнения измерительной системы датчика в наиболее сложных современных системах. В более простых – компенсация свободно изменяющихся условий среды (влажность, температура, давление).

Величина сравнения в сложных аналоговых системах может быть программно модифицирована относительно времени. На рис.2 показаны примеры прохождения

выходных сигналов измерительной системы ионизационного датчика, сработавшего вследствие симулирующих пожар явлений или настоящего пожара. Обработка сигнала, в соответствующих временных промежутках, позволяет частично устранить причины некоторых ложных сигналов тревоги [4].

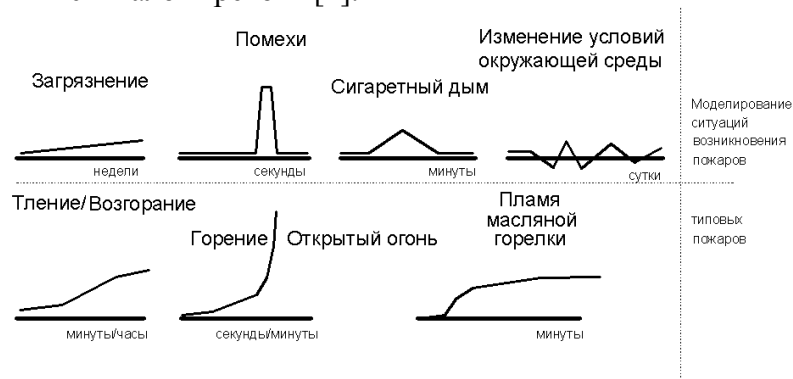


Рисунок 2 - Примерная реакция измерительных схем датчиков дыма.

Для долгого периода рассматриваемого времени (в пределах нескольких суток) возможна компенсация загрязнения измерительной системы аналогового датчика.

Для среднего периода рассматриваемого времени (в пределах нескольких часов) возможна компенсация изменяющихся параметров окружающей среды – таких, как давление, влажность, температура.

Для краткого периода рассматриваемого времени (в пределах нескольких минут) существует возможность устранения т.н. ложных сигналов тревоги, возникающих вследствие кратковременных изменений в окружающей среде (перепад температуры при открывании/закрывании окон, распылении дезодоранта, электромагнитные всплески).

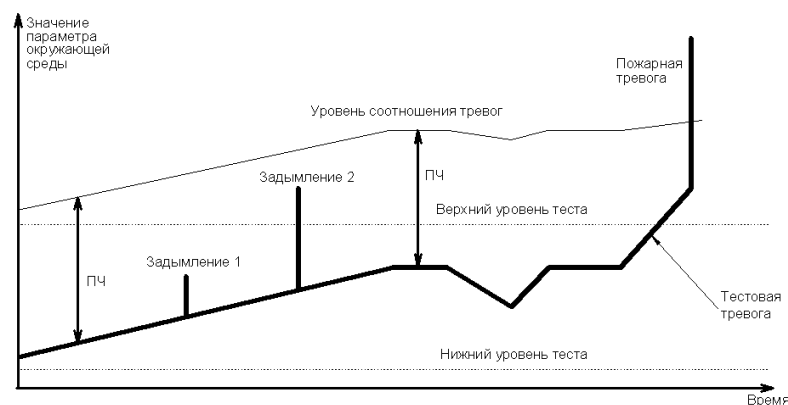


Рисунок 3 - Способ определения ложных тревог, компенсация загрязнения – аналоговые системы

Рис. 3 иллюстрирует основные свойства аналоговых систем:

- принцип постоянной чувствительности. Разница между уровнем тревоги и измеряемым уровнем параметра окружающей среды, для медленного изменения данного параметра, является постоянной. Например, кратковременное задымление не вызывает сигнала пожарной тревоги. Повторное задымление, невзирая на значительную амплитуду, также не вызвало сигнала пожарной тревоги. При постоянном уровне тревоги (в примитивных аналоговых системах) повторное задымление вызвало бы сигнал пожарной тревоги;

- возможность обнаружения превышения допустимого уровня загрязнения для каждого датчика;
- возможность обнаружения повреждения измерительной системы для каждого датчика;
- только проявления пожара, с быстрой динамикой развития за короткий промежуток времени, вызывают сигнал пожарной тревоги.

Всё вышеуказанные особенности относятся и к датчикам, использующих принцип множества состояний. В таком случае обработка сигналов с детектора усложняется и проводится микропроцессорной системой датчика. Для пользователя это не имеет никакого значения, как и способ обработки сигналов [5].

Датчики, реагирующие на несколько параметров пожара, содержат, как минимум, два детектора, например, в одном корпусе размещены детекторные элементы датчика тепла с ионизационным датчиком дыма и/или оптическим рассеянного света (рис. 4).

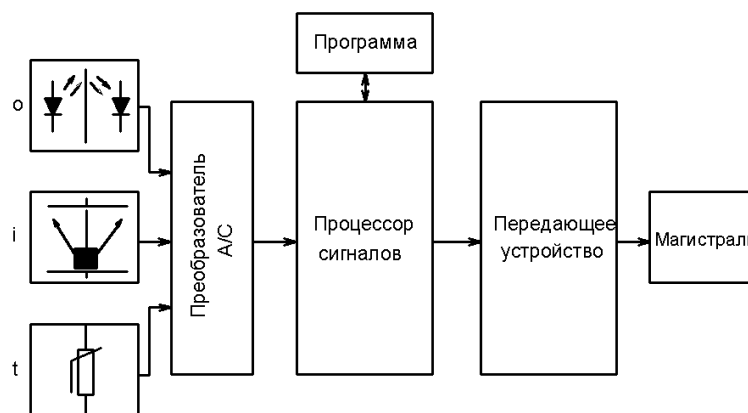


Рисунок 4 - Принцип работы многодетекторного датчика

Решение об обнаружении пожара принимается логической системой датчика (микропроцессором) согласно формуле:

$$U_{wy} = A \cdot D_i + B \cdot D_o + C \cdot D_t,$$

где D_i – разница между текущим измеренным значением и измерительной ионизационной камерой I датчика, значение сравнения определяется в среднем на протяжении нескольких суток;

D_o – разница между текущим измеренным значением и измерительной камерой оптического датчика рассеянного света O , в среднем определяется на протяжении нескольких суток;

D_t – разница между реальной температурой окружающей среды и величиной сравнения, в среднем определяется на протяжении нескольких часов, в некоторых случаях дополнительно предусмотрена возможность определения быстрого прироста температуры, реализуя тем самым функции дифференциального датчика;

A , B и C – коэффициенты, при помощи которых изменяется чувствительность отдельных детекторов датчика, а также “выключение” избранного детектора.

Благодаря применяемой обработке информации с отдельных детекторов достигается необходимый, для обнаружения различных типов пожара, уровень чувствительности. Одновременно, датчик значительно меньше реагирует на ложные причины тревоги и электромагнитные излучения в окружающей среде, вследствие пониженной чувствительности отдельных детекторов. Датчики такого типа имеют возможность компенсации загрязнения измерительных систем и одновременной передачи информации об этом на централь пожарной охраны.

Существуют модификации мультidetекторных датчиков, которые включают в себя кроме датчиков тепла, ионизационных дымовых, оптические рассеянного света, еще и системы оптических детекторов на поглощаемый свет. В простых модификациях они служат для контроля степени загрязнённости оптических систем датчика. Допустимый порог загрязнённости преимущественно составляет 20% от уровня чистого датчика.

В сложных модификациях точечных мультidetекторных датчиков, детекторы поглощаемого света служат для обнаружения дыма [6,7].

Принципы работы систем с принятием решения об обнаружении пожара в несколько фаз таковы. Изменение величины пожарных параметров в окружающей среде датчика таких, как рост температуры за определённый промежуток времени и возрастание концентрации дыма, сравниваются с заложенными в памяти датчика типовыми изменениями, характерными для очевидного пожара. Такой анализ производится на протяжении короткого промежутка времени (несколько секунд). Величина прироста, с достижением определённого уровня, в свою очередь сравнивается с заложенными в памяти величинами прироста, определённых для нескольких различных пожарных явлений. То есть, с увеличением количества производимых сравнений всё точнее определяется тип изучаемого явления.

С ростом количества измерительных каналов (что связано с количеством применяемых детекторов) датчик более точно может отличить реальный пожар от его симуляции. Например, если датчик обнаружит характерный для пожара с открытым пламенем рост концентрации аэрозоля, а детектор температуры одновременно не обнаружит ожидаемого повышения температуры, то такое состояние не будет расценено, как реальная угроза пожара, а только как подобное пожару состояние. Степень идентичности зависит от сравнения величин параметров оцениваемого состояния и заложенных в памяти датчика данных о развитии разных типов пожара, а также типовых, для разных объектов с различными условиями среды.

Принципы идентификации типа пожара мультidetекторным датчиком представлены на рисунке 5.

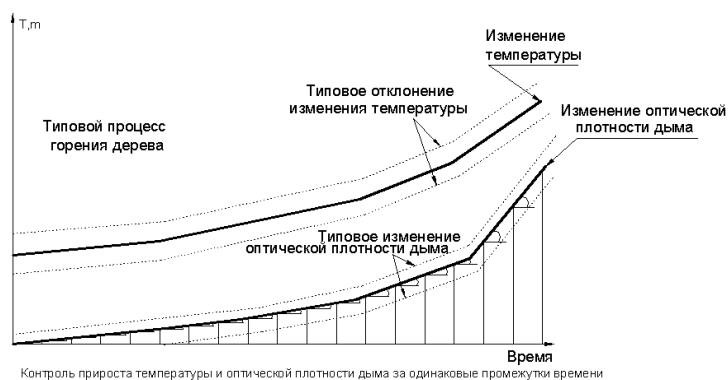


Рисунок 5 - Принцип определения типа пожара

Первой фазой обработки датчиком информации, поступающей из окружающего пространства, является первичная диагностика состояния окружающей среды.

Вторая фаза – сравнение компьютером централи информации, поступающей со смежных мультidetекторных датчиков. Если информация, поступающая из нескольких датчиков, свидетельствует о схожих тенденциях наступает состояние тревоги. Очевидно, что размещённые датчики должны полностью контролировать охраняемое пространство [8].

Выводы. Как следует из приведенного описания, системы подобного типа имеют наиболее сложные алгоритмы обработки информации, поступающей с отдельных датчиков или детекторов. Применение такого оборудования гарантирует весьма высокую степень защищенности от электромагнитных полей и факторов, симулирующих угрозу пожара, что является главным преимуществом по отношению к другим системам противопожарной безопасности. Системы с мультidetекторными датчиками созданы для решения проблем, с которыми сталкиваются аналоговые системы. Большое количество передаваемой информации, характеризующей секундные величины пожарных параметров, ведёт к увеличению времени трансмиссии, что вынуждает применять быстрые процессоры и большие объёмы памяти.

Учитывая этот фактор, реально существует только несколько аналоговых систем, имеющих аналоговые датчики, которые обрабатывают информацию за несколько временных промежутков, что даёт возможность устранить влияние внешней среды и ложные сигналы тревоги.

В большинстве случаев, так называемые аналоговые системы следует классифицировать как системы двух состояний с функцией начальной тревоги. Вместо компаратора в датчике двух состояний, применён специально запрограммированный микропроцессор, который подтверждает однократное превышение установленного программистом уровня пожарных параметров. Начальная тревога позволяет обнаружить состояние возбуждения измерительной системы, спровоцированное её загрязнением. Однако, в этом случае чувствительность к реальным пожарным явлениям значительно изменяется (сравн. с рис. 3.).

Список литературы

1. Сборник нормативных документов Государственной пожарной охраны МВД Украины.– Л., 1996.
2. Richtlinien für automatische Brandmeldeanlagen. Planung und Einbau VdS2095, 08/93(04).
3. Richtlinien für automatische Brandmeldeanlagen. Planung und Einbau VdS2095, 08/93(04). Ergänzungen zu VdS 2095.
4. BS 5839 Part 1 1988. Fire detection and alarm systems for buildings. Code of practice for system design, installation and servicing.
5. Application data Fire Protection Systems for Munitions Manufacturing. – DET – TRONICS form 911005, 6/87.
6. Technical data. Hochiki corporation. –1986-1.
7. Security Technology, smoke detectors S-3000 –eff-eff Fritz Fuss.
8. Badania odporności urządzeń elektronicznych na impulsowe narażenia elektromagnetyczne. Tadeusz W. Więckowski. Prace Naukowe Instytutu Telekomunikacji i Akustyki Politechniki Wrocławskiej. Wrocław 1993.

В. Колесник

Загальні критерії класифікації датчиків автоматичної системи пожежної сигналізації

Наведено аналіз критеріїв класифікації датчиків для використання в системах пожежної сигналізації. Розглянуто основні типи датчиків наступним критерієм: датчики з різними станами виходів; датчики обробки сигналу без функції часу; датчики з обробкою сигналу при наявності функції часу; датчики, що містять кілька детекторів пожежі.

V. Kolesnik

General criteria for the classification of sensors automatic fire alarm system

The analysis of the criteria for the classification of sensors for use in fire alarm systems. The main types of sensors the following criteria: sensors with different states of outputs without signal processing sensors function of time; sensors with signal processing in the presence of a function of time, sensors containing several fire detectors.

Одержано 18.10.12

УДК 681.513.2

Н.В. Смирнова, канд. техн. наук, В.В. Смирнов, доц., канд. техн. наук*Кировоградский национальный технический университет*

Компенсация погрешностей тензометрического силоприемного элемента в условиях воздействия на него тангенциальных нагрузок

Приведено решение задачи компенсации погрешностей тензометрического силоприемного элемента, возникающих в условиях воздействия тангенциальных нагрузок в процессе определения веса объекта при его перемещении по измерительной платформе весоизмерительной системы.

силоприемный элемент, измерительная платформа, вектор силы, погрешность

Определение веса объектов во время их движения является важной частью различных технологических процессов во многих отраслях промышленности и сельского хозяйства. При перемещении объекта через измерительную платформу на тензометрические силоприемные элементы (СПЭ) помимо веса G объекта взвешивания воздействует дополнительная сила F , вызванная колебаниями центра массы объекта вдоль осей координат и носящая динамический характер. Эта сила достигает значения 20...30% и является причиной возникновения погрешности измерения в процессе определения веса движущегося объекта. Поэтому основным узлом, определяющим основную погрешность измерения весоизмерительных устройств, является тензометрический силоприемный элемент. Анализ возникающих в силоприемном элементе погрешностей и поиск путей их минимизации занимает важное место в процессе разработки высокоточных динамических весоизмерительных систем.

Анализ исследований и публикаций. Механизм преобразования силы F в электрический сигнал имеет вид:

$$F \rightarrow G_{ij} \rightarrow \epsilon_{ij} \rightarrow \Delta R_{ij} \rightarrow \Delta K, \quad (1)$$

где $F = mg$;

G_{ij} - поле механических напряжений в теле упругого элемента (УЭ);

ϵ - поле деформации поверхности УЭ;

ΔR_{ij} - изменение сопротивлений тензорезисторов моста;

K - коэффициент передачи тензодатчика;

Коэффициент передачи по напряжению K мостовой схемы СПЭ (рис. 1) определяется выражением:

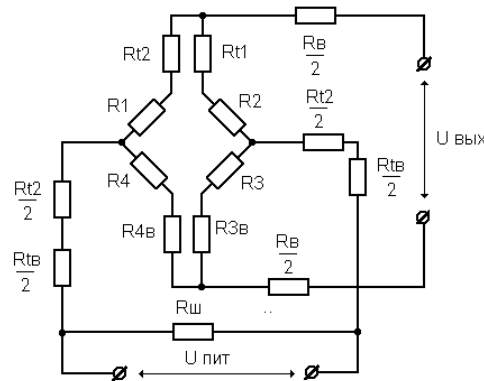
$$K = \left[\frac{1}{4} \left(\sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} \cdot \frac{\xi R_i}{R_0} \pm \frac{R_{\delta}}{R_0} \pm \frac{R_{t1}}{R_0} \right) + \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} \frac{\Delta R_i}{R_0} \right] \cdot \left[1 - \frac{(R_{4\delta} + t_2)}{R_0} \right], \quad (2)$$

где $\Delta R_i = R_i S_i \epsilon_i$ - приращение сопротивления R_i плеч моста, вызванное деформацией ϵ_i упругого элемента,

S_i - тензочувствительность,

ξR_i - отклонение сопротивления плеч моста от номинального значения R_0 .

Знаки $\pm$ означают, что резисторы R_{t2} , R_{t1} , включенные в плечо моста, определяются при регулировании датчика [1].



$R1 - R4$ тензорезисторы плеч моста; $Rt1, Rt2$ - резисторы регулировки температурного изменения начального коэффициента передачи НКП и рабочего коэффициента передачи РКП соответственно; $Rв, Rш$ - резисторы регулировки выходного и входного сопротивления

Рисунок 1 - Электрическая схема СПЭ

Выражение (2) имеет четыре слагаемых, имеющих различный физический смысл:

- начальный коэффициент передачи моста НКП при нормальных условиях K_0 ,
- температурные изменения НКП $\Delta t[K_0]$,
- рабочий коэффициент передачи моста РКП при нормальных условиях ΔK ,
- температурные изменения РКП $\Delta t[\Delta K]$:

$$K = K_0 + \Delta t \cdot [K_0] + \Delta K + \Delta t \cdot [\Delta K],$$

$$K_0 = \frac{1}{4} \left[\sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} + 1 \cdot \frac{\xi R_i}{R_0} \pm \frac{R_{\delta}}{R_0} \pm \frac{R_{0t1}}{R_0} \right] \cdot \left[1 - \frac{(R_{4e} + t_2)}{R_0} \right],$$

$$\Delta t[K_0] = \frac{1}{4} \left[\sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} \beta_i \pm R_{0t1} / R_0 \cdot \beta_{t1} \right] \cdot \left[1 - \frac{(R_{4e} + t_2)}{R_0} \right],$$

$$\Delta K = \Delta K_M \cdot \left[1 - \frac{(R_{4e} + t_2)}{R_0} \right],$$

$$\Delta t[\Delta K] = \Delta K \cdot \left[\frac{\alpha - R_{0t2}}{(R_{4e} - R_{0t2}) \cdot \Delta t} \right],$$

$$\Delta K_M = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 (-1)^{i+1} S_i \cdot \epsilon_i. \quad (3)$$

Через ΔK_M обозначен РКП мостовой схемы при равных нулю значениях сопротивлений регулировочных резисторов ($R_{4в} = R_{42} = 0$);

Δt - отклонение фактической температуры ТДС от температуры при нормальных условиях работы;

α - температурный коэффициент модуля Юнга для упругих элементов сжатия и изгиба и модуль сдвига для упругого элемента УЭ сдвига;

R_{011}, R_{012} - сопротивления соответствующих резисторов при нормальных условиях [1].

Техническими условиями и стандартами на ТДС нормируются все слагаемые выражения (3), входные $R_{вх}$ и выходные $R_{вых}$ сопротивления. Кроме того, в соответствии с [2] нормируются такие метрологические параметры, как категория точности датчика и систематическая составляющая погрешности.

Постановка задачи. Существуют строгие ограничения на величину угла приложения силы к силоприемному элементу в пределах 1° [1,2]. Для компенсации влияния на СПЭ тангенциальной составляющей силы F , возникающей при перемещении объекта взвешивания по измерительной платформе, необходимо значительно усложнить кинематическую схему измерительной платформы, что совместно с использованием датчиков высокого класса точности приводит к экономической неэффективности широкого использования подобных систем. Поскольку параметры механической части СПЭ непосредственно влияют на параметры измерительного моста, то анализ причин, порождающих погрешности в выходном сигнале датчика, следует производить комплексно, как систему «упругий элемент $\rightarrow$ измерительный мост», что позволит разработать метод компенсации погрешностей СПЭ, вызванных тангенциальными нагрузками.

Основная часть. Анализ разложения векторов сил, действующих на СПЭ (рис. 2) показал, что векторы приложения сил к СПЭ значительно (до 90°) превышают ограничение, установленное ТУ [1].

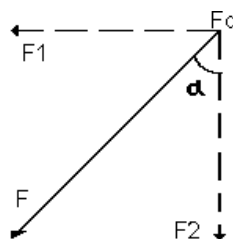


Рисунок 2 - Разложение силы F_0 на векторы F_1 и F_2 при $\alpha > 1^\circ$

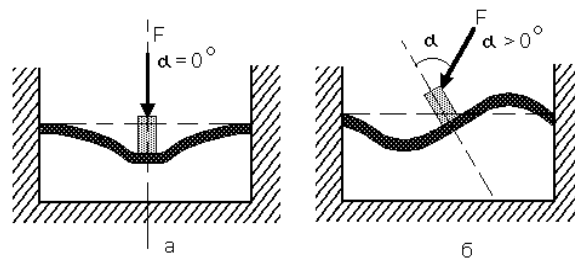
Поскольку точность преобразования силы F_0 в электрический сигнал обусловлена углом приложения силы к СПЭ, в различных конструктивных решениях проблемы [3] используются промежуточные рычаги, передаточные звенья, балансиры и т.д. в целях преобразования направления векторов приложения сил в единый вектор. При этом значительно усложняется конструкция измерительной платформы, возрастает ее стоимость, снижается надежность в эксплуатации. Расчеты показали, что при максимальной деформации СПЭ перемещение измерительной платформы не должно превышать 3 мкм. Очевидно, что механические передаточные звенья измерительной

платформи не в состоянии обеспечить преобразование составляющих векторов приложения сил в единый вектор с достаточной точностью.

Следовательно, проблема повышения достоверности результатов определения веса объекта в процессе его перемещения по измерительной платформе не может быть решена механическими средствами. Для решения этой проблемы нами были проведены исследования причин возникновения погрешностей в СПЭ. Основной причиной возникновения погрешностей является разложение силы F_0 на составляющие векторы F_1 и F_2 , в связи с чем деформация СПЭ осуществляется несимметрично относительно центральной оси (рис. 2). При этом выходной сигнал датчика определяется равнодействующей сил F , а сила F_0 разлагается на составляющие векторы F_1 и F_2 [4], где:

$$F_1 = F \cos \alpha; F_2 = F \sin \alpha; F_0 = F_1 + F_2; F = (F_1^2 + F_2^2)^{0.5}. \quad (4)$$

Процесс возникновения погрешностей СПЭ, обусловленных нарушением симметрии осей деформации упругих элементов (УЭ) показан на рис. 3.



а) симметричная деформация СПЭ, б) асимметричная деформация СПЭ

Рисунок 3 – Деформация СПЭ при различных углах приложения вектора силы F

Рассмотрим электрическую схему СПЭ и реакцию тензорезисторов моста на воздействие неколлинеарных векторов приложенной силы F_0 (рис. 4):

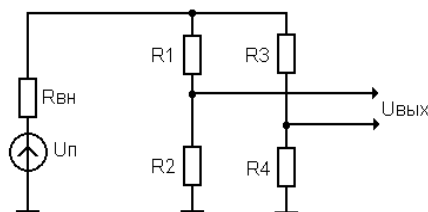


Рисунок 4 – Измерительный мост СПЭ

Коэффициент передачи моста по напряжению определяется выражением (2).

При этом $U_{вых} = KU_n$, где U_n - напряжение питания моста.

Рассмотрим одно плечо измерительного моста СПЭ питаемое стабильным напряжением U_n (рис.5):

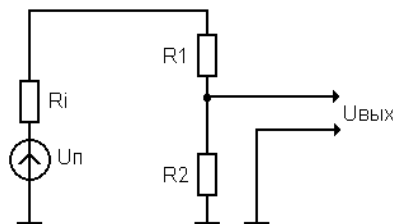


Рисунок 5 - Плечо измерительного моста СПЭ, питаемое стабильным напряжением U_n

При отсутствии деформации в УЭ выходное напряжение СПЭ $U_{вых}$ определяется выражением:

$$U_{вых} = U_{um} \frac{R2}{(R1 + R2)}. \quad (5)$$

При деформации УЭ под действием силы F_0 выходное напряжение СПЭ $U_{(д)вых}$ определяется выражением:

$$U_{(д)вых} = \frac{U_n \cdot (R2 \pm \Delta R2)}{R1 \pm \Delta R1 + R2 \pm \Delta R2}. \quad (6)$$

Если по абсолютной величине $\Delta R1 = \Delta R2$, то выходной сигнал свободен от погрешностей и стабильность $U_{(д)вых}$ определяется стабильностью U_n . Поэтому к стабильности U_n предъявляются высокие требования, выполнение которых приводит к усложнению электрической схемы устройств, но погрешности ТДС, выраженные неравенством: $\Delta R_{i1} \neq \Delta R_{i2}$, остаются постоянными.

Результаты исследований показали, что, если от стабилизации напряжения питания моста U_n перейти к стабилизации тока I_n , питающего мост, то произойдет компенсация погрешности, вызванной неравенством величин изменения сопротивлений резисторов плеч моста $\Delta R1$, $\Delta R2$. Компенсация погрешности происходит вследствие изменения внутреннего сопротивления источника тока $R_{вн}$, пропорционально изменению сопротивлений $R1$, $R2$ плеча моста, в связи с чем соответствующим образом изменяется выходное напряжение $U_{вых}$. Так как выходное напряжение $U_{вых}$ изменяется со знаком, обратным знаку напряжения погрешности $U_{погр}$, то происходит ее компенсация. То есть, все нелинейные изменения сопротивления тензорезисторов плеча моста происходят во внутреннем сопротивлении $R_{вн}$ источника тока I_n . Точно таким же образом происходит компенсация погрешностей, обусловленных неравенством изменения сопротивлений тензорезисторов моста, вызванных влиянием окружающей среды (рис. 6):

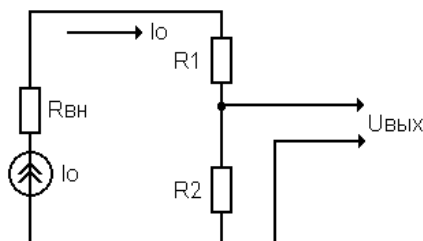


Рисунок 6 - Плечо моста СПЭ, питаемое источником стабильного тока I_0

Выходное напряжение $U_{вых}$ определяется выражением:

$$U_{вых} = I_0 R_2. \quad (7)$$

Величина тока, питающего мост:

$$I_0 = \frac{U_n}{R_{нл} + R_{вн}}, \quad (8)$$

где $R_{нл} = R_1 + R_2$.

В идеальном случае, при воздействии силы F упругий элемент подвергается деформации и происходят следующие изменения электрических величин:

$$\begin{aligned} R_1(\partial) &= R_1 - \Delta R_1; \\ R_2(\partial) &= R_2 + \Delta R_2; \\ R_{нл}(\partial) &= R_{нл} = \text{const}; \\ I_0(\partial) &= I_0; \\ U_{вых} &= U_{вых} + \Delta U(\partial), \end{aligned} \quad (9)$$

где R_1, R_2 – сопротивление резисторов при деформации;

I_0 – ток, протекающий через плечо моста,

$\Delta U(\partial) = I_0 \cdot (\Delta R_1 + \Delta R_2)$.

В случае, когда $\Delta R_1 < \Delta R_2$, в выходном сигнале $U_{вых}$ появляется напряжение погрешности $U_{погр}$:

$$U_{погр} = I_0 \cdot (\Delta R_2 - \Delta R_1) = I_0 \cdot R_{погр}. \quad (10)$$

То есть, сопротивление плеча моста увеличивается на величину $R_{погр}$:

$$R_{нл}(\partial) = R_{нл} + R_{погр}. \quad (11)$$

Следовательно, происходит изменение тока I_0 в сторону уменьшения на величину $I_{погр} = I_1(\partial) - I_0(\partial)$. Восстановление равенства: $I_0(\partial) = I_0$ на величину $I_{погр}$ приводит к полной компенсации напряжения погрешности $U_{погр}$:

$$U_{комп} = I_{погр} \cdot R_{погр}. \quad (12)$$

Аналогичный процесс происходит и в случае, если $\Delta R_1 > \Delta R_2$.

В ряде случаев бывает необходимо выделить сигнал погрешности из суммарного сигнала $U_{вых}$ СПЭ с целью качественной оценки характеристик весоизмерительной платформы, проведения тестирования и исследования протекающих процессов. В частности, выделение напряжения погрешности позволяет определить составляющие векторы приложения силы F_0 по осям F_x, F_y, F_z . В этом случае питание моста СПЭ должно осуществляться напряжением стабильного уровня U_n . Разработанная нами схема, реализующая способ выделения сигнала $U_{погр}$ приведена на рис.7:

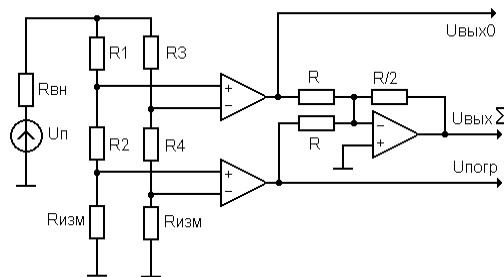
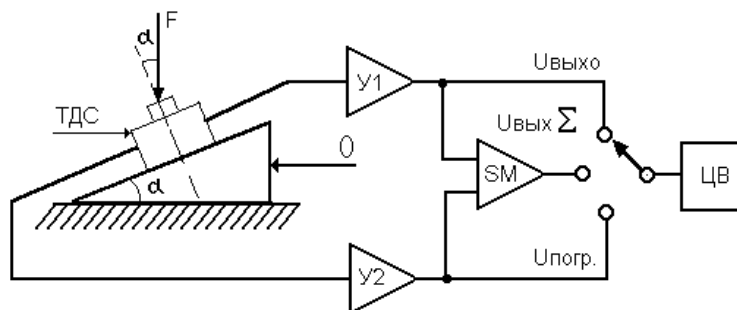


Рисунок 7 - Выделение сигнала погрешности $U_{погр}$ в СПЭ

Данная схема (рис. 7) использовалась нами в измерительном стенде (рис. 8) для определения зависимости выходного напряжения $U_{вых0}$ и сигнала погрешности $U_{погр}$ от величины приложенной силы F и угла ее приложения α .



О - основание, служит для установки угла приложения силы; ТДС - тензодатчик силы (СПЭ);
 F – сила; α - угол между осью ТДС и вектором приложения силы F ; U1, U2 - усилители сигнала
 $U_{вых}$, $U_{погр}$; SM – сумматор; ЦВ - цифровой вольтметр.

Рисунок 8 - Схема стенда для определения зависимостей вида $U = F(\alpha)$ СПЭ

В качестве нагрузки использовались грузы весом 5, 10, 15 и 20 кг. Угол приложения силы составлял 0° , 15° , 30° и 45° . Анализ результатов показал, что схема компенсации погрешностей (рис. 7) обеспечивает линейную передаточную характеристику ТДС при изменении угла приложения силы F в пределах $0^\circ \dots 30^\circ$.

Выводы. Установлено, что при питании измерительного моста СПЭ стабильным током, компенсация $U_{погр}$ происходит на внутреннем сопротивлении источника тока $R_{вн}$. Таким образом, решена задача компенсации погрешности тензометрического силоприемного элемента, вызванной воздействием тангенциальной нагрузки, что дало возможность расширить угол приложения вектора силы F к СПЭ от 1° до $\pm 30^\circ$ и позволило упростить конструкцию измерительной платформы динамической весоизмерительной системы для определения веса объекта в движении.

Список литературы

1. Датчики силоизмерительные тензорезисторные 1778 ДСТ.. К АЖЕ 2.320.005.ТО.
2. ГОСТ 1507778 Датчики силоизмерительные тензорезисторные.
3. Годзиковский В.А. Расчет основных конструктивных параметров и помехоустойчивости при проектировании тензорезисторных датчиков силы. В кн. "Современные проблемы развития испытательных машин, весоизмерительной и силоизмерительной техники под ред. Ю.М. Сергиенко / В.А. Годзиковский. - М.: НИКИМП, 1978. - С. 81-96.
4. Яворский Б.М. Справочное руководство по физике / Б.М. Яворский, Ю.А. Селезнев. - М.: Наука, 1975. - 624 с.

Н. Смірнова, В. Смірнов

Компенсація погіршень тензометричного сілоприємного елемента в умовах впливу на нього тангенціальних навантажень

Приведено рішення задачі компенсації похибок тензометричного сілоприємного елемента, що виникають в умовах впливу тангенціальних навантажень в процесі визначення ваги об'єкта при його переміщенні по вимірювальній платформі ваговимірювальної системи.

N. Smirnova, V. Smirnov

Tensometrical load cell drift compensation in impact on it of tangential loads

The problem load cell drift compensation solution, resulting in conditions of the tangential loads in determining the weight of the object as it moves to the measuring platform weighing system submitted.

Получено 29.10.12

УДК 621.88

Р.С. Грудовий, асп.

Житомирський національний агроекологічний університет

Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи

Розроблено методику встановлення характеру навантаження на шнек по його довжині у гвинтовому транспортері. Виведено аналітичну залежність визначення реального значення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи й тертя в опорах. Визначено і побудовано ряд залежностей величини крутного моменту на шнеку при встановленому русі вантажу від різноманітних параметрів.

шнек, гвинтові транспортно-технологічні системи, навантаження, величина крутного моменту, частинка

Умовні позначення

x_A, y_A, z_A – координати частинки;

u – радіальний параметр частинки;

θ – кутовий параметр частинки;

T_n – початковий крок шнека;

ΔT – приріст кроку шнека на одному витку;

ω – кутова швидкість обертання шнека;

N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x, y, z ;

N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні кожуха шнека відповідно на осі x, y, z ;

F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею шнека відповідно на осі x, y, z ;

F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею кожуха шнека

Н. Смірнова, В. Смірнов

Компенсація погіршень тензометричного сілоприємного елемента в умовах впливу на нього тангенціальних навантажень

Приведено рішення задачі компенсації похибок тензометричного сілоприємного елемента, що виникають в умовах впливу тангенціальних навантажень в процесі визначення ваги об'єкта при його переміщенні по вимірювальній платформі ваговимірювальної системи.

N. Smirnova, V. Smirnov

Tensometrical load cell drift compensation in impact on it of tangential loads

The problem load cell drift compensation solution, resulting in conditions of the tangential loads in determining the weight of the object as it moves to the measuring platform weighing system submitted.

Получено 29.10.12

УДК 621.88

Р.С. Грудовий, асп.

Житомирський національний агроекологічний університет

Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи

Розроблено методику встановлення характеру навантаження на шнек по його довжині у гвинтовому транспортері. Виведено аналітичну залежність визначення реального значення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи й тертя в опорах. Визначено і побудовано ряд залежностей величини крутного моменту на шнеку при встановленому русі вантажу від різноманітних параметрів.

шнек, гвинтові транспортно-технологічні системи, навантаження, величина крутного моменту, частинка

Умовні позначення

x_A, y_A, z_A – координати частинки;
 u – радіальний параметр частинки;
 θ – кутовий параметр частинки;
 T_n – початковий крок шнека;
 ΔT – приріст кроку шнека на одному витку;
 ω – кутова швидкість обертання шнека;
 N_{1x}, N_{1y}, N_{1z} – проекції нормальної реакції від поверхні шнека відповідно на осі x, y, z ;
 N_{2x}, N_{2y}, N_{2z} – проекції нормальної реакції від поверхні кожуха шнека відповідно на осі x, y, z ;
 F_{1x}, F_{1y}, F_{1z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею шнека відповідно на осі x, y, z ;
 F_{2x}, F_{2y}, F_{2z} – проекції сили тертя між частинкою та поверхнею кожуха шнека

© Р.С. Грудовий, 2012

відповідно на осі x, y, z ;

m – маса частинки;

G_x, G_y, G_z – проекції сили ваги відповідно на осі x, y, z ;

N_1, N_2 – нормальні реакції відповідно від поверхонь гвинта та кожуха шнека;

$\vec{n}$ – вектор нормалі;

F_1, F_2 – сили тертя, що виникають між частинкою і відповідно поверхнею гвинта та кожуха шнека;

μ_1 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею шнека;

μ_2 – коефіцієнт тертя між частинкою і поверхнею кожуха шнека ;

S_1 – модуль швидкості руху частинки по шнеку;

S_2 – модуль швидкості руху частинки по поверхні кожуха шнека;

x_2, y_2, z_1 – відносна швидкість руху частинки відносно x, y, z ;

μ_{01}, μ_{02} – початкове значення коефіцієнтів тертя відповідно на шнеку і на поверхні кожуха;

k – коефіцієнт, що враховує величину зміни коефіцієнта тертя залежно від швидкості руху частинки;

x_A, y_A, z_A – проекції швидкості руху частинки на осі координат;

x_{lu}, y_{lu}, z_{lu} – проекції швидкості руху шнека на осі координат;

α – кут нахилу витків шнека;

γ – кут нахилу осі шнека;

ρ – густина потоку вантажу;

B – ширина проміжку між сусідніми витками;

h – висота потоку у витку;

r_i – радіус інерції потоку;

D – діаметр труби;

φ – коефіцієнт заповнення кожуха;

n – кількість робочих витків на шнеку;

k_n – коефіцієнт, що враховує витрати на перемішування, дроблення, защемлення й залипання вантажу;

k_n – коефіцієнт, що враховує неточність виготовлення шнека;

k_T – коефіцієнт, що враховує тертя в опорах шнека;

k_g – коефіцієнт, що враховує зміну між виткового об'єму;

A – частинка транспортованого вантажу.

P – осьова сила на шнеку;

M – крутний момент на шнеку.

Однією із передумов подолання кризової ситуації у національній економіці є подальший розвиток машинобудування, що сприятиме зростанню продуктивності праці, підвищенню ефективності виробництва, покращенню якості продукції та вимагає принципово нових підходів до створення й використання високоефективних механізмів машин.

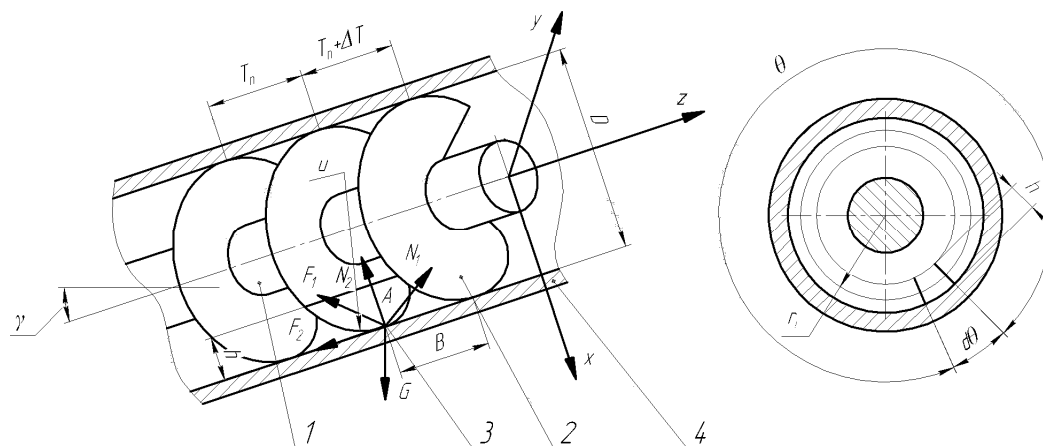
Незважаючи на значну кількість наукових праць, які присвячені дослідженню гвинтових транспортерів, рівень їх проектування та виготовлення залишається недостатнім, а наукова база для їх створення не завжди відповідає сучасним вимогам за матеріало- та енергомісткістю.

Серед зазначених проблем важливе місце посідає дослідження навантажень на шнеки – робочі органи гвинтових транспортно-технологічних систем, які набули широкого застосування у транспортерах, змішувачах, подрібнювачах, машинах для борботачії вільних абразивів, у кондитерській і фармацевтичній промисловостях для збивання в'язких мас тощо. Підвищені вимоги до конструктивних і технологічних параметрів, якості, надійності та довговічності, розширення функціональних можливостей гвинтових транспортно-технологічних систем потребують глибокого аналізу існуючих конструкцій і технологій їх виготовлення та розроблення на цій основі науково обґрунтованих теоретичних та експериментальних напрацювань, їх успішного впровадження у виробництво.

Питанням дослідження навантаження на гвинтових робочих органах транспортно-технологічних механізмів присвячені наукові праці Григор'єва А.В. [1], Германа Х. [2], Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. [3] та інших [4, 5]. У практиці для збільшення надійності гвинтових робочих органів було розроблено ряд оригінальних конструкцій шнеків [6–8]. Проте цілий ряд питань, пов'язаних з особливостями визначення навантажень на шнек з метою ефективного проектування його профілю, потребують подальшого дослідження.

Дослідження спрямовано на розроблення з метою практичної реалізації методики встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині і виведення аналітичної залежності визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах.

Для встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині у транспортно-технологічній системі розглянемо рух частинки А вантажу в координатах x, y, z (рис. 1). Після встановлення характеру цього руху і силових факторів визначимо характер навантажень на шнек під час переміщення вантажу.



1 – привідний вал; 2 – шнек; 3 – частинка вантажу; 4 – кожух

Рисунок 1 – Розрахункова схема переміщення частинки вантажу по нахиленому шнеку

Розглянемо режим роботи шнека, в якому вантаж буде переміщуватися по гвинтовій траєкторії. Із умови контакту частинки А вантажу з гвинтовою поверхнею шнека, її розміщення визначається радіальним параметром u і кутовим параметром θ .

Відповідно координати частинки А в параметричному вигляді визначаються такими залежностями:

$$\begin{cases} X_A = u \cdot \cos \theta; \\ Y_A = u \cdot \sin \theta; \\ Z_A = \left(\frac{T_n}{2\pi} + \frac{\Delta T}{2\pi} \theta \right) \frac{(\theta - \omega t)}{2\pi}. \end{cases} \quad (1)$$

Рівняння руху частинки виводимо на основі рівняння рівноваги всіх сил, що прикладені до неї:

$$\begin{cases} \sum X = N_{1x} + N_{2x} + F_{1x} + F_{2x} - m \ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum Y = N_{1y} + N_{2y} + F_{1y} + F_{2y} - m \ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_{1z} + N_{2z} + F_{1z} + F_{2z} - m \ddot{z} + G_z = 0; \end{cases} \quad (2)$$

Нормальна реакція N_1 від поверхні шнека та поверхні труби N_2 направлена по вектору нормалі $\vec{n}$ до цих поверхонь, тобто:

$$\vec{N}_1 = N_1 \vec{n}; \quad (3)$$

$$\vec{N}_2 = N_2 \vec{n}. \quad (4)$$

Сили тертя F_1 та F_2 від вказаних реакцій N_1 та N_2 направлені протилежно вектору відносної швидкості частинки, а їх проекції визначаємо залежностями:

$$\begin{cases} F_{1x} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{x}_1}{\left| \dot{s}_1 \right|}; \\ F_{1y} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{y}_1}{\left| \dot{s}_1 \right|}; \\ F_{1z} = -\mu_1 N_1 \frac{\dot{z}_1}{\left| \dot{s}_1 \right|}; \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} F_{2x} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{x}_2}{\left| \dot{s}_2 \right|}; \\ F_{2y} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{y}_2}{\left| \dot{s}_2 \right|}; \\ F_{2z} = -\mu_2 N_2 \frac{\dot{z}_2}{\left| \dot{s}_2 \right|}; \end{cases} \quad (6)$$

У загальному вигляді коефіцієнт тертя залежить від швидкості руху частинки, і може бути визначеним за формулою:

$$\mu_1 = \mu_{01} + k \left| \dot{s}_1 \right|; \quad (7)$$

$$\mu_2 = \mu_{02} + k \left| \dot{s}_2 \right|; \quad (8)$$

Оскільки швидкість обертання шнека змінюється не в значних інтервалах, коефіцієнт тертя приймемо постійною величиною.

Відносну швидкість руху частинки А визначаємо за системою рівнянь:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A - \dot{x}_{1u}; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A - \dot{y}_{1u}; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A - \dot{z}_{1u}. \end{cases} \quad (9)$$

Оскільки кожух шнека нерухомий, то проекції відносної швидкості руху частинки відносно її поверхні дорівнюють:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \dot{x}_A; \\ \dot{y}_1 = \dot{y}_A; \\ \dot{z}_1 = \dot{z}_A. \end{cases} \quad (10)$$

Проекції швидкості руху частинки визначаємо за формулами:

$$\begin{cases} \dot{x}_A = \frac{du}{dt} \cos \theta - u \cdot \sin \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{y}_A = \frac{du}{dt} \sin \theta + u \cdot \cos \theta \cdot \frac{d\theta}{dt}; \\ \dot{z}_A = \left(\frac{T_n}{2\pi} + \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta}{dt} \right) \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right). \end{cases} \quad (11)$$

Швидкість руху шнека визначаємо за залежностями:

$$\begin{cases} \dot{x}_{lu} = u \cdot \omega \sin \theta; \\ \dot{y}_{lu} = u \cdot \omega \cos \theta; \\ \dot{z}_{lu} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Згідно з формулою (9), враховуючи залежності (11) і (12), знаходимо:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = \frac{du}{dt} \cos \theta - u \cdot \sin \theta \cdot \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right); \\ \dot{y}_1 = \frac{du}{dt} \sin \theta + u \cdot \cos \theta \cdot \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right); \\ \dot{z}_1 = \left(\frac{T_n}{2\pi} + \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d\theta}{dt} \right) \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right). \end{cases} \quad (13)$$

Модулі швидкості руху частинки визначаємо за формулами:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2 + \dot{z}_1^2}. \quad (14)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{\dot{x}_A^2 + \dot{y}_A^2 + \dot{z}_A^2}. \quad (15)$$

Підставляючи рівняння (13) у формули (14) і (15) після скорочень, отримаємо:

$$|\dot{s}_1| = \sqrt{\left(u^2 + \frac{T_n^2}{4\pi^2} + \frac{\Delta T^2}{4\pi^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right)^2}; \quad (16)$$

$$|\dot{s}_2| = \sqrt{u^2 \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 + \left(\frac{T_n^2}{4\pi^2} + \frac{\Delta T^2}{4\pi^2} \left(\frac{d\theta}{dt} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right)^2}. \quad (17)$$

Проекції нормальної реакції на осі координат знаходимо за формулами:

$$\begin{cases} N_{1x} = N_1 \cdot \sin \alpha \cos \theta; \\ N_{1y} = N_1 \cdot \cos \alpha \sin \theta; \\ N_{1z} = N_1 \cdot \cos \alpha; \end{cases} \quad (18)$$

$$\begin{cases} N_{2x} = N_2 \cdot \cos \theta; \\ N_{2y} = N_2 \cdot \sin \theta; \\ N_{2z} = 0. \end{cases} \quad (19)$$

Прискорення частинки визначаємо за допомогою системи рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -u \cos \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right) - u \sin \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{y} = -u \sin \theta \frac{d\theta}{dt} \left(\frac{d\theta}{dt} - \omega \right) - u \cos \theta \frac{d^2\theta}{dt^2}; \\ \ddot{z} = \left(\frac{T_n}{2\pi} + \frac{\Delta T}{2\pi} \frac{d^2\theta}{dt^2} \right) \frac{d^2\theta}{dt^2}. \end{cases} \quad (20)$$

Проекції сили ваги на осі координат знаходимо за формулами:

$$\begin{cases} G_x = mg \cdot \cos \gamma \cos \theta; \\ G_y = mg \cdot \cos \gamma \sin \theta; \\ G_z = -mg \cdot \sin \gamma. \end{cases} \quad (21)$$

Враховуючи рівняння (5) і (6), рівняння (2) набудуть вигляду

$$\begin{cases} \sum X = N_1 \left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{x} + G_x = 0; \\ \sum Y = N_1 \left(\sin \alpha \sin \theta - \mu_1 \frac{\dot{y}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(\sin \theta - \mu_2 \frac{\dot{y}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{y} + G_y = 0; \\ \sum Z = N_1 \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) + N_2 \left(-\mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|} \right) - m\ddot{z} + G_z = 0. \end{cases} \quad (22)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (22), знаходимо нормальні реакції від поверхонь шнека і кожуха. Із рівнянь (1) і (3) отримаємо:

$$N_2 = \frac{-(m\ddot{x} - mg \cdot \cos \gamma \cos \theta) \frac{\left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)} - m\ddot{z} - mg \cdot \sin \gamma}{-\frac{\left(\cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right)}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)} \left(\cos \alpha - \mu_1 \frac{\dot{z}_1}{|\dot{s}_1|} \right) - \mu_2 \frac{\dot{z}_2}{|\dot{s}_2|}}. \quad (23)$$

Із рівняння (1) отримаємо:

$$N_1 = \frac{-N_2 \left(\cos \theta - \mu_2 \frac{\dot{x}_2}{|\dot{s}_2|} \right) + m\ddot{x} + mg \cdot \cos \gamma \cos \theta}{\left(\sin \alpha \cos \theta - \mu_1 \frac{\dot{x}_1}{|\dot{s}_1|} \right)}. \quad (24)$$

Якщо розглядати рух потоку вантажу, то на нього діють ті ж сили, що і на матеріальну частинку. Виділимо елементарну масу потоку вантажу dm , яку визначаємо із формули

$$dm = \rho B h r_i d\theta. \quad (25)$$

Радіус інерції потоку визначаємо за формулою [3]:

$$r_i = \frac{D}{4} (1 + \sqrt{1 - \varphi}). \quad (26)$$

Елементарну осьову силу на шнеку визначаємо із формули

$$dP_z = dN_{1z} + dF_{2z}. \quad (27)$$

Аналогічно визначаємо крутний момент на шнеку

$$dM_z = (dF_1 + dF_2) \cdot r_i. \quad (28)$$

Тоді осьову силу на шнеку і крутний момент визначаємо за формулами

$$P_z = \int_0^\theta N_{1z} d\theta + \int_0^\theta F_{2z} d\theta; \quad (29)$$

$$M_z = \int_0^\theta (dF_1 + dF_2) \cdot r_i d\theta. \quad (30)$$

Інтегрування рівнянь (29) і (30) із урахуванням формул (22-26) доцільно провести чисельним методом.

Кут θ визначаємо за формулою

$$\theta = 2\pi n. \quad (31)$$

Залежності навантаження на шнек при встановленому русі вантажу, коли $\frac{d^2\theta}{dt^2} = 0$, $\frac{d\theta}{dt} = \omega_1 = \text{const}$ зображені на (рис. 2–4).

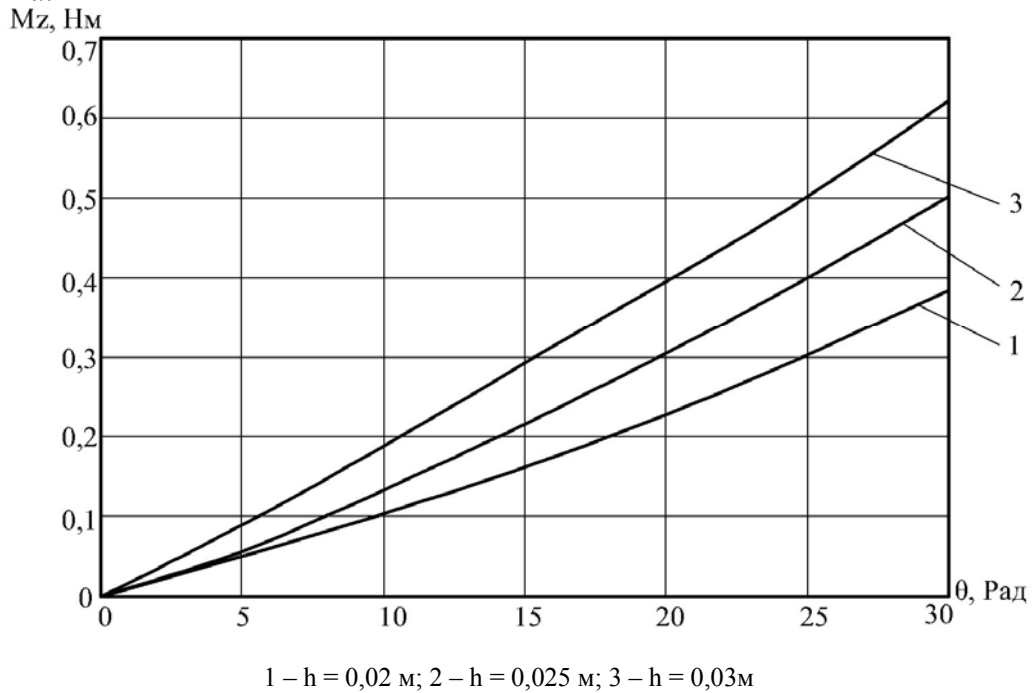


Рисунок 2 – Залежності величини крутного моменту на шнеку від кутового параметра θ

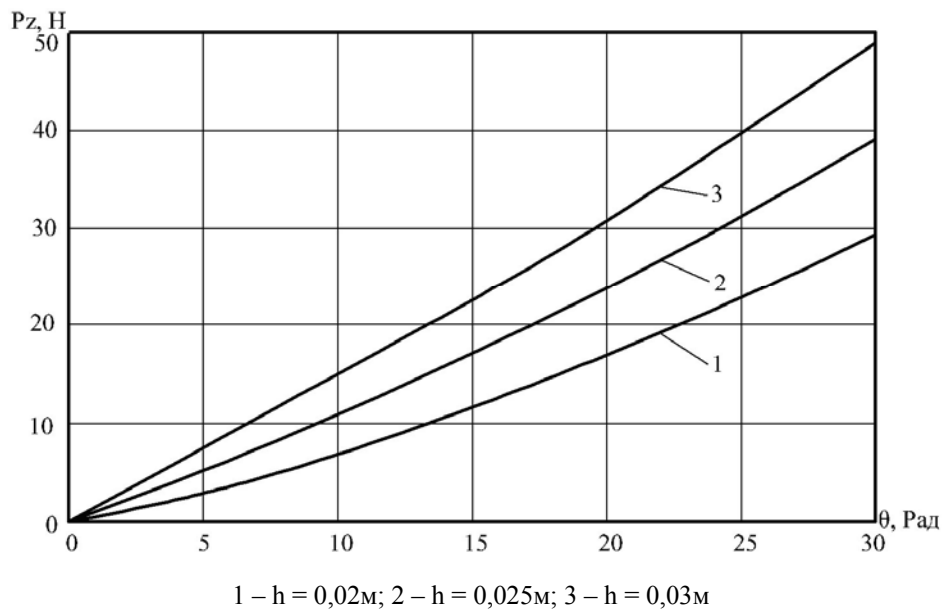
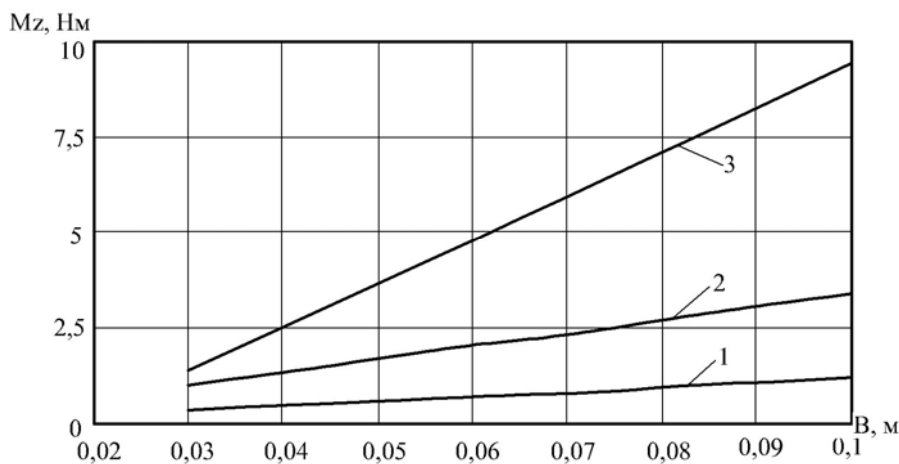


Рисунок 3 – Залежності осьового навантаження на шнек від кутового параметра θ

Із графіків, зображених на рис. 3, робимо висновок, що чим більше витків у шнеку, а відповідно чим більший кутовий параметр θ , тим більше осьове навантаження створюється на шнек. Осьове зусилля зростає зі збільшенням коефіцієнта завантаження шнека, відстані між витками та висоти шару вантажу.



1 – D = 0,07 м; 2 – D = 0,09 м; 3 – D = 0,140 м

Рисунок 4 – Залежності величини крутного моменту на шнеку від величини проміжку між витками B

Із графіків, зображених на рис. 4, робимо висновок, що зі збільшенням величини проміжку між витками, а, отже, і кроку витків та діаметра кожуха шнека, зростає величина крутного моменту на приводі.

Реальне значення величини крутного моменту є більшим розрахункового унаслідок особливостей вантажу, що переміщується, неточності виготовлення гвинтової транспортно-технологічної системи, тертя в опорах і визначаємо за формулою

$$M_{Z0} = k_n \cdot k_n \cdot k_T \cdot k_g \cdot M_Z. \quad (32)$$

Розроблено методику встановлення характеру навантаження на шнек по всій його довжині і виведено аналітичну залежність визначення величини крутного моменту на шнеку з урахуванням особливостей вантажу, неточності виготовлення елементів гвинтового механізму й тертя в опорах. Дана залежність може широко використовувати при проектуванні гвинтових транспортно-технологічних систем.

Список літератури

1. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / А.М. Григорьев. – М.: Машиностроение, 1972. – 184 с.
2. Герман Х. Шнековые механизмы в технологии ФРГ; Х. Герман. [перев. с нем.]. – Л.: Химия, 1975. – 230 с.
3. Гевко Б.М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин / Б.М. Гевко, Р.М. Рогатинський. – Львов: Выща школа, Изд-во при Львов. ун-те, 1989. – 256 с.
4. Рогатинський Р.М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів із сировиною сільськогосподарського виробництва: дис. ... доктора техн. наук: 05.20.01, 05.05.05 / Рогатинський Роман Михайлович – К., 1997. – 502 с.
5. Гевко І.Б. Гвинтові транспортно-технологічні механізми: розрахунок і конструювання / І.Б. Гевко. – Тернопіль: ТДТУ імені Івана Пулюя, 2008. – 307 с.

6. Пат. 7757. Україна, МПК 7 B21D11/06. Робочий орган гнучкого секційного гвинтового конвеєра / Гевко І.Б., Рогатинська О.Р.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №20041008386; заявл.15.10.2004р.; опубл.15.07.2005р., Бюл.№7.
7. Пат. №7812. Україна, МПК 7 B65G33/26. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я., Гевко Іг.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №20041109453; заявл.18.11.2004р.; опубл.15.07.2005р., Бюл.№7.
8. Пат. №14359. Україна, МПК 7 B65 G33/16. Гвинтовий робочий орган змішувача / Гевко І.Б., Левенець В.Б., Дудін О.В.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №u200510601; заявл.09.11.2005р.; опубл.15.05.2006р., Бюл.№5.

Р. Грудовий

Моделирование характера загрузки на винтовые рабочие органы

Разработана методика установления характера нагрузки на шнек по его длине в винтовом транспортере. Выведена аналитическая зависимость определения реального значения величины крутящего момента на шнеке с учетом особенностей груза, неточности изготовления винтовой транспортно-технологической системы и трения в опорах. Определены и построен ряд зависимостей величины крутящего момента на шнеке при установленном движении груза от различных параметров.

R. Grudovyy

Modeling character load screw working bodies

Methodology of establishment of character of loading out on screw on its length in a spiral conveyer is developed. Analytical dependence of determination of the real value of size of twist moment is shown out on screw taking into account the features of load; inaccuracy of making of the spiral transport-technological system and friction in supports is defined. The row of dependences of term of twist moment is built on screw at set movement of load from various parameters is appointed.

Одержано 19.10.12

УДК 621.9.06

**І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп., Є.С. Костюк, асп.,
В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Тенденції розвитку обладнання з механізмами паралельної структури

В статті досліджуються тенденції сучасного розвитку верстатів з механізмами паралельної структури в високорозвинених країнах світу, в країнах СНД та в Україні зокрема.
верстат, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Розробка та випуск конкурентоспроможної машинобудівної продукції вимагає широкого впровадження вискоефективних технологій та створення для їх реалізації гнучких автоматизованих виробничих систем, здатних оперативно адаптуватися до швидкозмінних умов багатомономенклатурного виробництва. Одним з перспективних

6. Пат. 7757. Україна, МПК 7 B21D11/06. Робочий орган гнучкого секційного гвинтового конвеєра / Гевко І.Б., Рогатинська О.Р.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №20041008386; заявл.15.10.2004р.; опубл.15.07.2005р., Бюл.№7.
7. Пат. №7812. Україна, МПК 7 B65G33/26. Гнучкий гвинтовий робочий орган соковитискача / Гевко Ів.Б., Комар Р.В., Лещук Р.Я., Новосад І.Я., Гевко Іг.Б.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №20041109453; заявл.18.11.2004р.; опубл.15.07.2005р., Бюл.№7.
8. Пат. №14359. Україна, МПК 7 B65 G33/16. Гвинтовий робочий орган змішувача / Гевко І.Б., Левенець В.Б., Дудін О.В.; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – №u200510601; заявл.09.11.2005р.; опубл.15.05.2006р., Бюл.№5.

Р. Грудовий

Моделирование характера загрузки на винтовые рабочие органы

Разработана методика установления характера нагрузки на шнек по его длине в винтовом транспортере. Выведена аналитическая зависимость определения реального значения величины крутящего момента на шнеке с учетом особенностей груза, неточности изготовления винтовой транспортно-технологической системы и трения в опорах. Определены и построен ряд зависимостей величины крутящего момента на шнеке при установленном движении груза от различных параметров.

R. Grudovyy

Modeling character load screw working bodies

Methodology of establishment of character of loading out on screw on its length in a spiral conveyer is developed. Analytical dependence of determination of the real value of size of twist moment is shown out on screw taking into account the features of load; inaccuracy of making of the spiral transport-technological system and friction in supports is defined. The row of dependences of term of twist moment is built on screw at set movement of load from various parameters is appointed.

Одержано 19.10.12

УДК 621.9.06

**І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, Д.В. Вахніченко, асп., Є.С. Костюк, асп.,
В.М. Кропівний, проф., канд. техн. наук**

Кіровоградський національний технічний університет

Тенденції розвитку обладнання з механізмами паралельної структури

В статті досліджуються тенденції сучасного розвитку верстатів з механізмами паралельної структури в високорозвинених країнах світу, в країнах СНД та в Україні зокрема.
верстат, ВПК, верстат з паралельною кінематикою

Розробка та випуск конкурентоспроможної машинобудівної продукції вимагає широкого впровадження вискоефективних технологій та створення для їх реалізації гнучких автоматизованих виробничих систем, здатних оперативно адаптуватися до швидкозмінних умов багатомоделного виробництва. Одним з перспективних

шляхів удосконалення гнучких виробничих систем є створення високорухомих механізмів з паралельною структурою (МПС) з широкими функціональними можливостями по обробці деталей складної форми та виконанню інших операцій. Подібне обладнання слід розглядати як матеріальне втілення нових нетрадиційних підходів до реалізації комплексних процесів обробки, вимірювання, складання та транспортування деталей в машинобудівному виробництві.

За останні роки створено різноманітне за кінематичною структурою, технологічними можливостями, кількістю ступенів вільності, компоновкою та конструктивним виконанням технологічне обладнання з паралельною кінематикою: «обробні центри» (рис.1), робототехнічні (рис.2) та вимірювальні системи (рис.3), а також оригінальні конструкції пристроїв (рис.4) для виконання окремих операцій, а також орієнтації, позиціонування та маніпулювання об'єктів [6].

Слід відзначити досягнення у створенні та впровадженні технологічного обладнання з МПС провідних технічно розвинених країн, які організували виробництво верстатів з паралельною кінематикою (ВПК) та іншого обладнання. Так, у Німеччині провідними фірмами за даним направленням є: «MIKROMAT», «METROM», «REICHENBACHER», «ISW», «DS TECHNOLOGIE», «WZL AACHEN», «DECKEL MAHO», «FOOKE», «CHIRON», «INDEX» та ін. Інтенсивно впроваджуються технологічне обладнання з паралельною кінематикою у виробництво в США. Воно представлене фірмами: «HEXEL CORPORATION», «GIDDINGS & LEWIS», «INGERSOLL», «MULTICRAFT», «PATHFINDERS INCORPORATED» та ін. Серед розробок обладнання з паралельною кінематикою інших країн можна відзначити: «OKUMA», «HERHAIST» та «TOYODA» (Японія), «ABB FLEXIBLE AUTOMATION» (Швеція), «GEODETIC» (Великобританія), «RENAULT AUTOMATION» (Франція), «KRAUSECO&MAUSER» (Австрія), «SENA TECHNOLOGIES» (Корея), «FATRONIC» (Іспанія), «ITIA-CNR» (Італія) і ін. Крім фірм-виробників, технологічне обладнання з паралельною кінематикою та робототехнічні системи розробляються в наукових центрах та лабораторіях більшості університетів США, Японії, Німеччини, Франції, Італії та ін [3]. Розподіл кількості випущеного такого обладнання по різних країнах представлено на рис.5.



Рисунок 1 – Верстат з паралельною кінематикою НехаМ «TOYODA» (Японія)



Рисунок 2 – Робот типу «дельта» IRB 340 FLEXPICKER «ABB FLEXIBLE AUTOMATION» (Швеція)



Рисунок 3 – Координатно-вимірювальна машина КИМ-500 АО«ЛАПИК» (Росія)



Рисунок 4 – Фрезерна головка SPRINT Z3 «DS TECHNOLOGIE» (Німеччина)

В останній час із зростанням економіки до країн виробників верстатів з паралельною кінематикою приєднався Китай, про це свідчать представлені у серпні 2012 року китайські верстати на міжнародних виставках сучасних верстатів (рис.6).

Також в даній країні особливе місце відводиться фірмі FAUDE, яка представляє технологічне обладнання з паралельною кінематикою, що вбудовується в сучасні автоматичні лінії (рис.7).

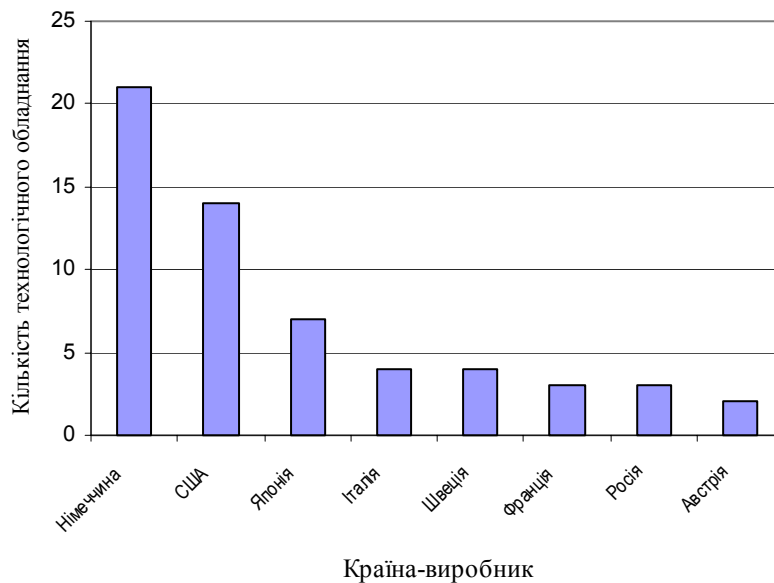


Рисунок 5 – Розподіл технологічного обладнання з паралельною кінематикою між країнами виробниками

Серед досягнень країн СНГ можна відзначити технологічне обладнання, що пропонує АО «ЛАПИК» (Росія). Фірма випускає на єдиній конструктивній базі верстати-гексаподи двох типів: координатно-вимірювальні машини (КИМ) та технологічні модулі (ТМ) для механічної обробки. Також високим досягненням є обробний центр ГЕКСАМЕХ-1, розроблений фірмами ВАТ "НІАТ" та ВАТ "САВМА" (Росія), призначений для обробки виробів з поверхнями складної просторової форми. Загальний вид даного обладнання наведено на рис.8, 9.



Рисунок 6 - Верстат з паралельною кінематикою мод. IMTS-Tripod-700S «ICON-Technologies» (Китай)

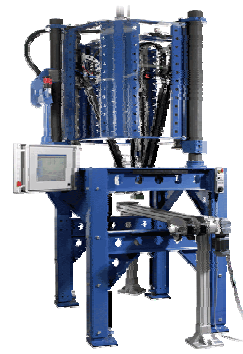


Рисунок 7 - Верстат з паралельною кінематикою мод. FHS100 «FAUDE» (Китай)



Рисунок 8 – Обробний центр ГЕКСАМЕХ-1 ВАТ "НІАТ" та ВАТ "САВМА" (Росія)



Рисунок 9 – Технологічний модуль TM-1000 АО "ЛІПІК" (Росія)

На ряду з отриманими результатами фірм-виробників в дослідних інститутах Росії продовжується робота по проектуванню верстатів з паралельною кінематикою. Так, в жовтні 2012 року в Національному дослідному Томському політехнічному університеті (НД ТПУ) відбулася презентація німецького верстата-робота з паралельною кінематикою Metrom P1000 (рис.10). В 2011 році дане обладнання було визнане в Німеччині самим інноваційним обладнанням року. Дане обладнання було придбане по угоді про співробітництво між кафедрою «Автоматизації і роботизація в машинобудуванні» Інституту кібернетики (АРМИК) ТПУ і науково-дослідною фірмою Metrom (Німеччина). В подальшому на базі ТПУ планують створити спільне підприємство по проектуванню, дослідженню і виробництву аналогічного обладнання для підприємств Росії [7].



Рисунок 10 – Верстат-робот з паралельною кінематикою Metrom P1000. (Німеччина)

З огляду тенденцій розвитку верстатобудування України з 90-х років розпочався інтенсивний стан занепаду. Якщо в кінці 80-х років верстатобудування України мало високі показники, то із 16 таких заводів ще не втратили свої позиції і тримаються на плаву тільки Краматорський завод важкого верстатобудування, Одеський завод «Микрон», Лубненський завод «Шліфверст», Харківський ім.Касіора, Київський ОАО «Веркон» [2].

В Україні дослідженнями верстатів з паралельною кінематикою займаються в НТУУ "КПІ", Кіровоградському національному технічному університеті, Одеському національному політехнічному університеті та деяких інших університетах. У процесі проектування ВПК важливо враховувати результати наукових досліджень у галузі обладнання з паралельною структурою. Особливу актуальність мають виконані дослідження в роботах Струтинського В.Б., Кузнєцова Ю.М., Павленка І.І., Крижанівського В.А., Кириченка А.М., Дмитрієва Д.О., Валявського І.І., Яглінського В.П., Гутирі С.С. та інших. На основі цих досліджень виконана розробка ряду конструкцій з МПС, деякі із них наведені на рис.11 – 14.



Рисунок 11 – Настільний свердлильно-фрезерний верстат клиновидної каркасної компоновки з МПС (КПІ)

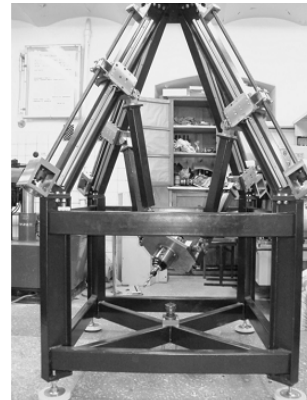


Рисунок 12 – П'ятикоординатний свердлильно-фрезерний верстат каркасної компоновки з МПС (КПІ)



Рисунок 13 – Дослідний зразок багатокоординатного верстату (НТУУ (КПІ), КНТУ)



Рисунок 14 – Дослідний зразок МПС (КНТУ)

Глобалізація економіки та постійне зростання конкурентної боротьби за ринки збуту продукції вимагає від машинобудування України створення швидкопереналагоджуваного виробництва, гнучких технологічних систем, які мають властивість оперативно адаптуватися до нових умов виробництва. Гнучкі виробничі системи створюються на основі розробки та широкого впровадження нових високоефективних технологій (технологія синтезу 3-мірних об'єктів, нанотехнологія,

біотехнологія, лазерна та оптична обробка), для реалізації яких необхідно побудувати високоефективне технологічне обладнання. Інтеграція у виробництво нових технологій обумовлює виготовлення продукції, спрямованої на покращення зниження матеріаломісткості виробів, покращення екології, соціально-економічної ситуації та ін.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування./ Павленко І.І. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420с.
2. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компонировки станков с механизмами параллельной структуры/ Под.ред. Ю.Н. Кузнецова. – Херсон: ПП Вишемирський В.С., 2010. – 471 с.
3. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. / Під.ред. Ю.М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.
4. Новиков Н.В. Процессы механической обработки на станке-гексапode с 6-ти координатной системой ЧПУ / Н.В. Новиков, В.Б. Струтинский, А.Н. Кириченко // Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку. Матеріали дев'ятої Міжнародної науково-технічної конференції 31 травня – 3 червня 2011р./ Під заг. ред. В.Д. Ковальова. – Краматорськ: ДДМА, 2011. – С. 86.
5. Павленко І.І., Вахніченко Д.В. Визначення конструктивних параметрів ВПК при виконанні типових рухів свердління. / Павленко І.І., Вахніченко Д.В. / Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин – Кіровоград: КНТУ, 2011.- вип. 41 ч.2. -С.99-105.
6. <http://www.parallemic.org/WhosWho/Gallery.html>
7. http://www.strf.ru/material.aspx?CatalogId=222&d_no=49519

И.Павленко, Д.Вахниченко, С.Костюк, В. Кропивный

Тенденции развития оборудования с механизмами параллельной структуры

В статье исследуются тенденции современного развития станков с механизмами параллельной структуры в высокоразвитых странах мира, странах СНГ и в том числе в Украине.

I.Pavlenko, D. Vakhnichenko, E. Kostyuk, V.Kropivniy

Trends in the development of equipment to the mechanisms of parallel structure

The article investigates the trends of modern development tools with the mechanisms of parallel structures in highly developed countries, CIS countries, including Ukraine.

Одержано 19.10.12

УДК 62-231:621.9.04

А. М. Кириченко, доц., канд. техн. наук, О. В. Шелепко, асп., М.І. Черновол, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Просторова жорсткість верстата з механізмом паралельної структури «пентапод»

Визначено матрицю жорсткості просторового механізму «пентапод» як суму матриць жорсткості окремих ланок, отримано залежності поступальної та крутильної жорсткості по осям координат від положення робочого органа.

паралельна кінематика, пентапод, матриця жорсткості

Протягом останніх років велика увага приділяється розвитку і дослідженню обладнання на основі механізмів паралельної структури [1], оскільки над верстатами традиційної компоновки вони мають ряд переваг, до яких відноситься підвищення швидкості і прискорення робочого органа, просторова жорсткість і модульна конструкція.

Значний інтерес серед обладнання з паралельною структурою представляють верстати з механізмом, які мають п'ять ступенів вільності, типу «пентапод» [2]. У такому обладнанні спеціальне розміщення шарнірних опор дозволяє обмежитись п'ятьма приводами з ланками змінної довжини і забезпечити широкі можливості орієнтації робочого органа [3].

Актуальним і невирішеним питанням для верстата «пентапод» є теоретичне визначення та аналіз параметрів жорсткості у робочому просторі, оскільки жорсткість є одним з найважливіших показників матеріалообробного технологічного обладнання, який впливає на точність обробки, якість обробленої поверхні, вантажну спроможність та динамічні показники обладнання з паралельною структурою.

Розрахункова схема верстата «пентапод» для визначення жорсткості механізму зображена на рис. 1. З основою механізму зв'язана абсолютна система координат з початком координат у точці O , а з робочим органом з'єднана відносна рухома система координат з початком у точці O' . Центри шарнірів основи розміщені в точках A_i , центри шарнірів рухомої платформи (робочого органа) – в точках B_i .

У [4] показано, що матриця просторової жорсткості системи з пружних ланок дорівнює сумі матриць жорсткості окремих ланок:

$$K_O = \sum_{i=1}^n K_i, \quad (1)$$

де K_i – матриці жорсткості окремих ланок, що визначається за формулою:

$$K_i = k_i \cdot \mathbf{N}_i \cdot \mathbf{N}_i^T; \quad (2)$$

k_i – жорсткість ланки;

$$\mathbf{N}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{n}_i \\ \mathbf{r}_B \times \mathbf{n}_i \end{bmatrix} \text{ для ланки у вигляді лінійної пружини, } \mathbf{N}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{r}_B \times \mathbf{n}_i \end{bmatrix} \text{ для ланки у}$$

вигляді крутильної пружини;

$\mathbf{n}_i$ – одиничний вектор осі штанги

$$\mathbf{n}_i = \frac{\left(R \cdot \left(z_{B_i} - \frac{(z_{A_i} - z_{B_i}) \cdot \mathbf{r}_B}{\sqrt{x_{A_i}^2 + y_{A_i}^2 - \mathbf{r}_B}} \right) + \mathbf{r}_0 \right) - \mathbf{r}_{A_i}}{\left| \left(R \cdot \left(z_{B_i} - \frac{(z_{A_i} - z_{B_i}) \cdot \mathbf{r}_B}{\sqrt{x_{A_i}^2 + y_{A_i}^2 - \mathbf{r}_B}} \right) + \mathbf{r}_0 \right) - \mathbf{r}_{A_i} \right|}; \quad (3)$$

R – матриця повороту системи координат робочого органа відносно системи координат основи;

$x_{A_i}, y_{A_i}, z_{A_i}$ – координати точки A_i ;

z_{B_i} – координати точки B_i ;

$\mathbf{r}_B$ – радіус-вектор точки B_i в абсолютній системі координат основи;

$\mathbf{r}_0$ – радіус-вектор початку координат робочого органа в системі координат основи;

$\mathbf{r}_{A_i}$ – радіус-вектор точки A_i в абсолютній системі координат основи.

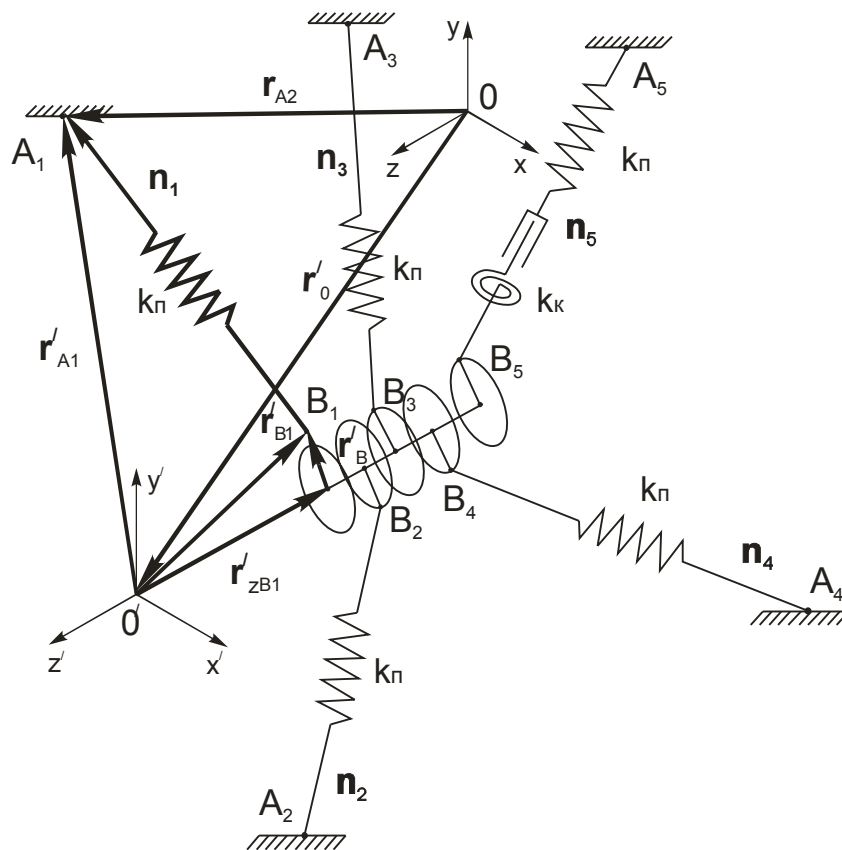


Рисунок 1 – Схема визначення матриці жорсткості

Загальний вигляд матриці жорсткості для просторового механізму паралельної структури «пентапод»:

$$K = \sum_{i=5}^n k_n \cdot \begin{bmatrix} n_i \\ r_B \times n_i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} n_i \\ r_B \times n_i \end{bmatrix}^T + k_\kappa \cdot \begin{bmatrix} n_5 \\ r_B \times n_5 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} n_5 \\ r_B \times n_5 \end{bmatrix}^T, \quad (4)$$

Матриця жорсткості верстата «пентапод», при відомих положеннях координат верхніх шарнірів $A_i = \begin{bmatrix} 0,43 & -0,43 & 0,43 & -0,43 & 0,015 \\ 0,5298 & 0,5298 & 0,5298 & 0,5298 & 0,5298 \\ -0,31 & -0,31 & 0,31 & 0,31 & 0,43 \end{bmatrix} :$

$$K = \begin{pmatrix} 133,4 & 4,223 & 8,145 & 4,579 & 22,74 & 0 \\ 4,223 & 295,1 & -20,46 & -60,69 & -4,579 & 0 \\ 8,145 & -20,46 & 71,5 & -2,622 & 2,807 & 0 \\ 4,579 & -60,69 & -2,622 & 13,82 & 4,274 & 0,731 \\ 22,74 & -4,579 & 2,807 & 4,274 & 96,92 & 25,82 \\ 0 & 0 & 0 & 0,731 & 25,82 & 7,191 \end{pmatrix} \cdot 10^6$$

За результатами обчислення матриці жорсткості у робочому просторі шляхом зміни координат полюсу робочого органу в межах від -0,45 м до 0,45 м по осям X, Y та Z побудовані графіки залежності поступальної та крутильної жорсткості по осям координат від положення робочого органу (рис. 2).

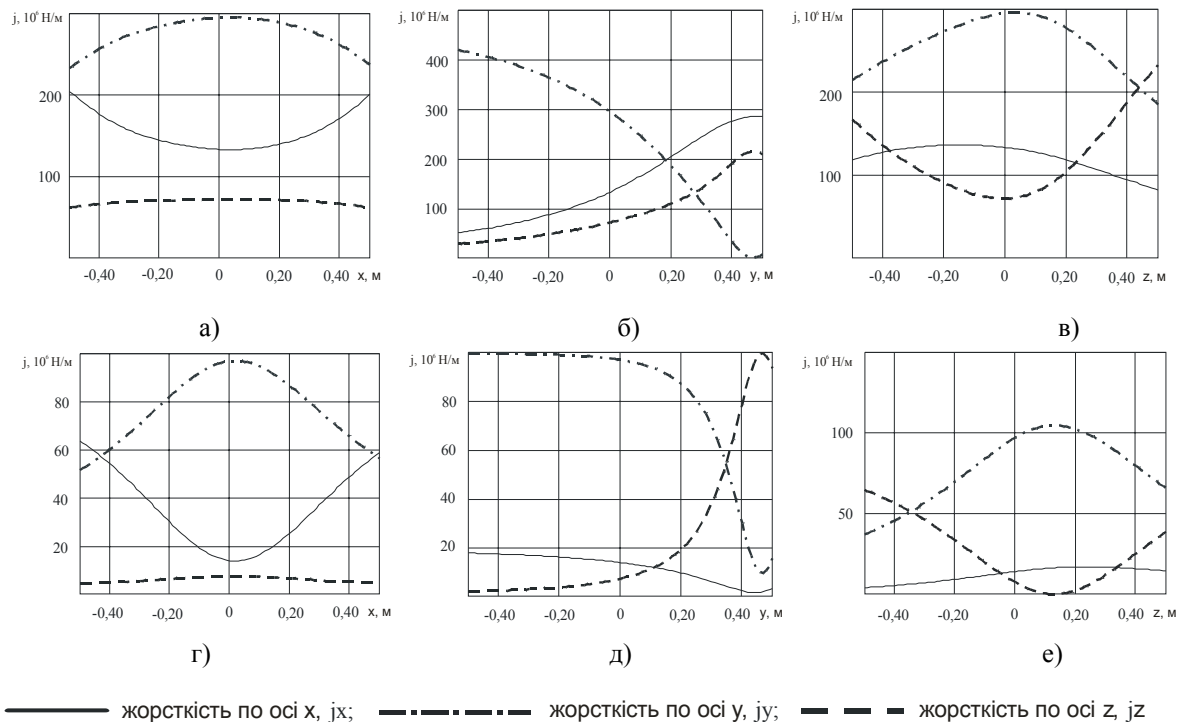


Рисунок 2 – Залежність поступальної (а-в) та крутильної (г-е) жорсткості по осям координат від положення робочого органу

Аналіз наведених залежностей показує, що координатна жорсткість максимальна у напрямку осі Y, менша у напрямку осі X, мінімальна у напрямку осі Z. Крутильна жорсткість максимальна відносно осі Y і у кілька разів менша відносно осей X та Z. Максимальна жорсткість по осі X спостерігається при центральному положенні робочого органу, тоді як жорсткість по осі Z при цьому мінімальна.

Висновки:

1. Шарнірно закріплені ланки механізму паралельної структури «пентапод» можна розглядати як лінійні та крутильні пружини з відомою жорсткістю, і відповідно визначити їх матриці жорсткості.

2. Теоретично визначено матрицю просторової жорсткості п'ятикоординатного верстата паралельної структури «пентапод» як суму матриць жорсткості окремих ланок.

3. Розрахункова матриця просторової жорсткості симетрична. Координатна жорсткість максимальна у напрямку осі Y , менша у напрямку осі X , мінімальна у напрямку осі Z . Крутильна жорсткість максимальна відносно осі Y та досить невелика відносно осей X, Z .

4. Аналіз залежностей поступальної жорсткості від координат полюсу робочого органа показує, що жорсткість у напрямку осі X не перевищує жорсткості штанги, а жорсткість у напрямку осей Y та Z перевищує її у 1,5-3 рази.

Список літератури

1. Merlet J.-P. Parallel Robots. – Springer-Verlag New York Inc., 2006. – 394 p.
2. Metrom [Электронный ресурс] // Официальный сайт разработчика. – Режим доступа к ресурсу: <http://metrom.com>
3. Пономаренко О. В. Робочий простір п'ятикоординатного верстата з паралельною структурою / О. В. Пономаренко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / Вип. 41, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – С. 232-236.
4. Кириченко А. М. Матриця жорсткості просторових механізмів паралельної структури з пружними ланками / А. М. Кириченко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин / Вип. 40, ч. I – Кіровоград: КНТУ, 2010. - С. 256-262.

А. Кириченко, О. Шелепко, М. Черновол

Пространственная жесткость станка с механизмом параллельной структуры «пентапод»

Определена матрица жесткости пространственного механизма «пентапод» как сумма матриц жесткости отдельных звеньев, получены зависимости поступательной и вращательной жесткости по осям координат от положения рабочего органа.

A. Kyrychenko, O. Shelepko, M. Chernovol

Spatial rigidity of machine tool with parallel manipulator «pentapod»

The rigidity matrix of parallel manipulator «pentapod» is obtained as a sum of rigidity matrices of separate links. The translational and rotational stiffness is analyzed depending on position of end effector.

Одержано 11.10.12

УДК 665.63

В.І. Кривда, асп., М.В. Максимов, проф., д-р техн. наук

Одеський національний політехнічний університет

Зміна локалізації пінча після використання компресорів на установці ЕЛОУ-АВТ

Застосування компресорів на установці ЕЛОУ-АВТ дозволить використати енергію повітряних холодильників за рахунок впровадження рекуперативних теплообмінних апаратів після ректифікаційних колон первинної перегонки нафти, що суттєво заощадить енергетичні та матеріальні ресурси підприємства в цілому. Виявлено зміну локалізації пінча між кривими гарячих та холодних потоків після використання компресорів та зменшення реального температурного напору між кривими до 4 °С.

ЕЛОУ-АВТ, пінч, компресор, холодний потік, гарячий потік, температурний напір

Електрознесолювальна установка – атмосферно вакуумна трубчатка (ЕЛОУ-АВТ) призначена для підготовки та первинної перегонки нафти з метою отримання: зрідженого вуглеводного газу (ВГ), бензинової фракції (БФ), газової фракції (ГФ), дизельної фракції (ДФ), вакуумного газойля (ВГ) та гудрона. Енерготехнологічна схема діючої установки наведена в [1]. В ректифікаційній колоні К-1 відбувається дегазація та попереднє випаровування бензину, а з ректифікаційної колони К-2 відбираються нестабільна бензинова, газова та дизельна фракції, а також мазут. Одним з продуктів переробки є високотемпературний газ, теплова енергія якого не використовується і для виробника вважається як енергетичними так і матеріальними втратами.

Пропонується застосувати додаткові компресорні установки для підвищення температурного потенціалу газів, що відводяться, та використати їх в якості рекуперативного джерела енергії.

Згідно з технологічним циклом робочим газом є пропан – R290, який після ректифікаційної колони К-1 поступає до повітряного холодильника (ПХ-1), а після ректифікаційної колони К-2 до повітряного холодильника (ПХ-2) відповідно. Термодинамічні характеристики R290 визначені з [2, 3] та приведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Параметри робочого тіла R290 компресорів

№ точки	Температура		Тиск p , МПа	Питомий об'єм пари v , м ³ /кг	Ентальпія h , кДж/кг	Ентропія s , кДж/кг	Густина ρ , кг/м ³	Ізобарна теплоємність C_p , кДж/кг·К
	t , °C	T , К						
Перед ПХ-1								
1	148,2	421,2	2,8	0,0237	1152,4	6,09	42,188	2,488
2	202,0	475,0	8,0	0,0081	1220,4	6,09	124,00	3,159
3	58,0	330,0	2,8	0,0023	681,4	4,78	440,24	3,172
4	62,0	335,0	8,0	0,0022	690,0	4,78	452,00	2,890
Перед ПХ-2								
5	123,4	396,4	0,1	0,739	1140,0	6,60	1,352	2,117

* За матеріалами доповіді Міжнародної науково-практичної конференції «Автоматика та енергозберігаючі технології», 17-19 жовтня 2012р. м. Кіровоград

Продовження таблиці -1

6	152,0	425,0	0,3	0,263	1203,0	6,60	3,803	2,258
7	66,4	339,4	0,1	0,635	1029,9	6,36	1,576	1,875
8	105,0	378,0	0,3	0,235	1101,0	6,36	4,257	2,062

Робота, яку виконує компресор, визначається за виразом

$$A = \frac{(P_2 - P_1) \cdot v_{сер} \cdot G}{\eta}, \quad (1)$$

де P_1, P_2 – відповідно тиск на початку та в кінці циклу;

$v_{сер}$ – середній питомий об'єм пари за цикл, який визначається так

$$v_{сер} = \sqrt{v_1 \cdot v_2}, \quad (2)$$

де v_1, v_2 – відповідно середній питомий об'єм пари на початку та в кінці циклу;

G – масові витрати хладагенту R290;

η – коефіцієнт корисної дії компресора, приймається 0,75.

Потокова теплоємність визначається згідно [4], тобто

$$CP = \frac{H}{\Delta t}, \quad (3)$$

де Δt – різниця температур в потоці;

H – теплова потужність потоку, що визначається як

$$H = G \cdot \Delta h, \quad (4)$$

де Δh – різниця ентальпій в потоці.

Користуючись виразами (1-4) були виконані розрахунки, результати яких наведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Результати розрахунку потужностей компресорів

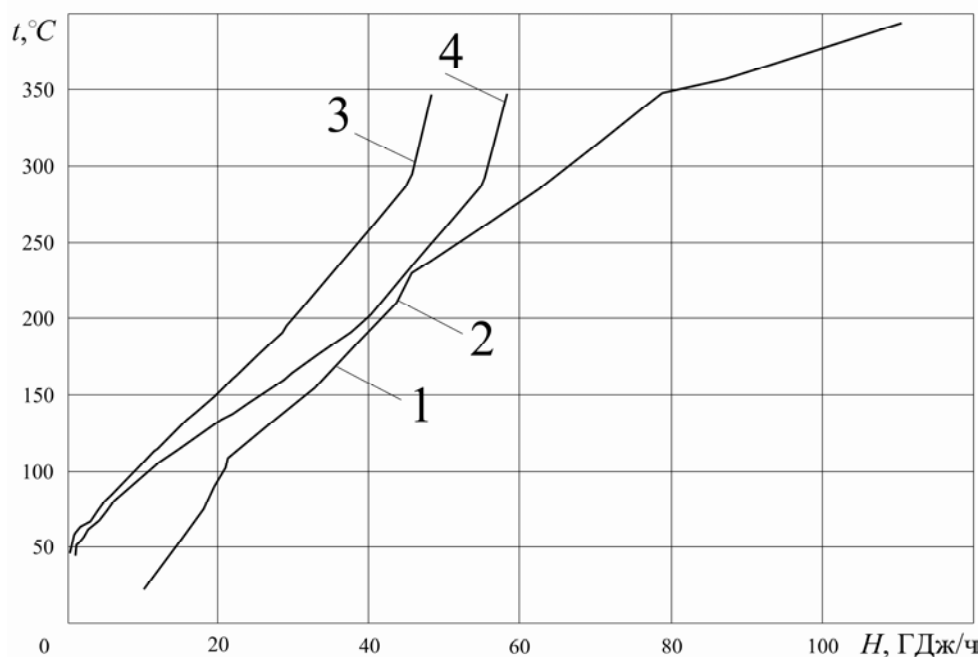
№ потоку	Масові витрати G , кг/с	Середній питомий об'єм пари $v_{сер}$, м ³ /кг	Робота A , кВт	Потокова теплоємність CP , кВт/К
Перед ПХ-1				
1-2	14,54	0,01380	1391,2	25,76
3-4	14,54	0,00224	226,0	56,50
Перед ПХ-2				
5-6	13,87	0,441	1631,0	57,03
7-8	13,87	0,386	1428,0	37,00

Для досліджуваної схеми установки ЕЛОУ-АВТ [1] були отримані потокові дані холодних та гарячих потоків [5]. Після використання компресорів в зазначених місцях отримано результати, які приведені в табл. 3.

Таблиця 3 – Потокові дані технологічних потоків після використання компресорів

№	Назва потоку	Тип	$T_s, ^\circ\text{C}$	$T_T, ^\circ\text{C}$	$r, \text{кДж/кг}$	$CP, \text{кВт/К}$	$\Delta H, \text{кВт}$
1	УДФ Т-1/1,2	гар	160,0	73,2		39,8	3448,5
	УДФ ПХ-31	гар	73,2	63,0		35,2	362,3
2	ДФ Т-6/1-6	гар	286,3	176,0		71,6	7895,8
	ДФ Т-2/1-3	гар	176,0	133,1		61,4	2637,2
	ДФ ПХ-23/1,2	гар	137,6	58,0		36,8	2927,1
3	ГФ Т-3/1-3	гар	190,4	112,9		64,9	5033,3
	ГФ ПХ-22	гар	112,9	57,6		55,4	3060,8
4	ВГ Т-5/1-5	гар	291,6	195,0		52,4	5061,9
	ВГ Т-1/3-6	гар	195,0	114,1		44,2	3575,6
	ВГ ПХ-32/1,2	гар	114,1	79,6		38,9	1343,9
5	Гудрон Т-4	гар	346,6	162,6		56,4	10382,5
	Гудрон ПХ-33/1,2	гар	162,7	83,3		12,1	960,6
6	Бензин ПХ-1/1,2+Х-1	гар	202,0	62,0		21,7	3036,8
		гар	62,0	62,0	342,3		342,3
		гар	62,0	49,0		27,3	354,5
7	Бензин Х-2+С-2	гар	152,0	105,0		17,4	819,8
		гар	105,0	105,0	329,2		329,2
		гар	105,0	83,0		46,2	1016,0
8	Пропан ПХ-1	гар	202	62		45,94	6432,06
9	Пропан ПХ-2	гар	152	105		31,31	1471,61
10	Нафта Т-1/1,2	хол	22,0	90,0		49,3	3352,4
11	Нафта Т-1/3-6	хол	90,0	155,0		58,1	3774,9
12	Нафта Т-2/1-3	хол	22,0	75,0		46,7	2475,0
13	Нафта Т-3/1-3	хол	22,0	103,0		59,3	4800,5
14	Нафта Т-4	хол	108,2	211,5		92,7	9571,7
15	Нафта Т-5/1-5	хол	108,2	286,4		45,9	8182,0
16	Нафта Т-6/1-6	хол	108,2	237,2		63,0	8126,7
17	Нафта піч П-1/2+П-1/1	хол	229,8	358,1		270,4	34672,0
18	Мазут піч П-2	хол	348,8	394,4		671,7	30628,2

На рис.1 наведено криві холодних та гарячих потоків без застосування компресорів та з ними відповідно. Криві побудовані згідно методу пінч-аналіза [4].



1 – крива холодних потоків без використання компресорів; 2- крива холодних потоків після використання компресорів; 3- крива гарячих потоків без використання компресорів; 4- крива гарячих потоків після використання компресорів

Рисунок 1 – Спільне розташування кривих холодних та гарячих потоків

Як видно з рис. 1 криві холодних потоків без застосування компресора (крива 1) та з компресором (крива 2) майже співпадають. Після застосування компресорів реальний температурний напір між кривими гарячих та холодних потоків змінив свою локалізацію та зменшився до 4 °С. За допомогою алгоритма табличної задачі [4] було визначено оптимальний температурний напір між цими кривими, де в якості критерію оптимальності приймалися приведені витрати (табл. 4), а саме приведені капітальні витрати мережі ($ПКВ_{\text{мережі}}$), вартість затраченої енергії (E) та приведені розрахункові витрати мережі ($ПРВ_{\text{мережі}}$).

Таблиця 4 – Вплив мінімального температурного напору на приведені витрати при застосуванні компресорів на К-1 та К-2

$\Delta t_{\min}$, °С	$Q_{\text{гор}}$, МВт	$Q_{\text{хол}}$, МВт	$ПКВ_{\text{мережі}}$, 10^3 у.о.	E , 10^3 у.о.	$ПРВ_{\text{мережі}}$, 10^3 у.о.
50	63,8	17,5	0,96	6,23	7,191
40	61,7	15,6	1,11	6,01	7,120
30	59,9	15,6	1,38	5,84	7,225
20	58,1	12,34	1,86	5,64	7,499
10	56,3	10,67	3,36	5,45	8,816
6	55,6	9,80	5,36	5,37	10,731
4	55,2	9,4	7,85	5,34	13,191

Згідно з отриманими результатами (табл. 4) оптимальним температурним напором є 40 °С, що передбачає розробку нової енерготехнологічної схеми установки

ЕЛОУ-АВТ з використанням рекуперативних теплообмінних апаратів. Це дозволить оптимізувати виробництво первинної перегонки нафти та суттєво заощадити енергетичні та матеріальні ресурси виробника в цілому.

Список літератури

1. Максимов М.В., Крывда В.И. Определение минимального температурного напора между холодными и горячими потоками для рекуперативных теплообменников ЭЛОУ-АВТ/ Холодильна техніка і технологія. – 2011. – №3(131). – С.56-62.
2. Сычев В.В. Термодинамические свойства пропана / Сычев В.В., Вассерман А.А. и др.. – М.: Издательство стандартов, 1989. – 268 с.
3. Васьков Е.Т. Термодинамические основы тепловых насосов / СПб. гос. архит.-строит. ун-т.– СПб., 2007. – 127с .
4. Смит Р., Клемеш И., Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Ульев Л.М. Основы интеграции тепловых процессов. – Харьков: НТУУ «ХПИ», 2000. – 458 с.
5. Максимов М.В., Крывда В.И. Реконструкция установки ЭЛОУ-АВТ на основе оптимизации холодных и горячих потоков. – Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2011. - №4, - С. 10-16.

В. Крывда, М. Максимов

Изменение локализации пинча после использования компрессоров на установке ЭЛОУ-АВТ

Применение компрессоров на установке ЭЛОУ-АВТ позволяет использовать энергию воздушных холодильников за счет внедрения рекуперативных теплообменных аппаратов после ректификационных колон первичной перегонки нефти, что существенно сэкономит энергетические и материальные ресурсы предприятия в целом. Выявлено изменение локализации пинча между кривыми горячих и холодных потоков после использования компрессоров и уменьшение реального температурного напора между кривыми до 4 °С.

V. Kryvda, M. Maksimov

Localization change pinch after use of compressors on installation ELOU-AVT

Use compressors on installation ELOU-AVT allows to use energy of air coolers at the expense introduction recuperative heat exchange devices after rectifying Colon primary distillation of naphtha that the entity will save energy and material resources of the enterprise as a whole. Localization change pinch between curves of hot and cold streams after use of compressors and decrease a substantial temperature pressure between curves to 4 °C is revealed.

Одержано 13.09.12

УДК 621.664

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук

Кировоградский национальный технический университет

Расчет параметров зубчатого зацепления экспериментального шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом

В статье представлены результаты расчетов геометрических параметров зубчатого зацепления экспериментальных шестеренных насосов с увеличенным удельным рабочим объемом. Выполнен сравнительный анализ параметров экспериментального и серийных насосов.
шестеренный насос, зубчатое зацепление, удельный рабочий объем

В результате теоретических исследований [1-6] была разработана новая физическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса (НШ).

Предложенная новая физическая модель и разработанная на ее основе математическая модель процесса подачи рабочей жидкости НШ стала теоретической основой для дальнейшего совершенствования НШ, в частности разработки математической модели оптимизации параметров зубчатого зацепления НШ.

На основе представленных результатов теоретических исследований была разработана методика расчета зубчатого зацепления НШ, обеспечивающего максимальное значение удельного рабочего объема насоса для заданных условий проектирования.

В соответствие с данной методикой были произведены расчеты геометрических параметров шестеренного насоса с увеличенным удельным объемом. Полученные значения сравнивались с базовым вариантом насоса, выпускаемым серийно.

В качестве базового варианта для сравнения были выбраны два типоразмера, серийно выпускаемых насосов, которые нашли самое широкое распространение. Это насос второго типоразмерного ряда – НШ-20 Г и насос третьего типоразмерного ряда – НШ-32 УК.

Выбор этих насосов в качестве базы сравнения можно объяснить простотой конструкции, что является предпосылкой минимального влияния конструктивных особенностей на результаты эксперимента, а также наибольшей востребованностью этих типоразмеров насосов у потребителя. Достаточно сказать, что их выпуск составляет более 40 % от общего объема производимых в Украине насосов.

При выборе исходных параметров для расчета зубчатого зацепления экспериментальных насосов руководствовались следующими соображениями.

Во-первых, оставляли без изменения, соответствующие серийным насосам межцентровые расстояния - A . Это требование производителя было обосновано тем, что при внедрении результатов исследований в производство необходимо сохранить всю оснастку под существующее межцентровое расстояние. Данное требование было соблюдено, хотя оно не позволяет в полной мере реализовать все возможности предлагаемой методики расчета зубчатого зацепления [1-6].

Также, в соответствии с требованиями производителя в экспериментальном насосе НШ-32 с увеличенным удельным объемом (УУРОН) было принято решение увеличить число зубьев с $z_c = 8$ до $z_3 = 10$, несмотря на то, что увеличение зубьев приводит к снижению коэффициента использования венцов шестерни (КИОВШ) и УРОН экспериментального насоса.

Во-вторых, для проведения экспериментальных исследований были разработаны и спроектированы два НШ с УУРОН. Необходимость в проектировании двух НШ состоит в том, что один насос третьего типоразмерного ряда – НШ-32-3 УК проектировался с целью реального внедрения в производство, а поэтому при проектировании этого насоса максимально были учтены требования производителя НШ – Кировоградского ПАТ «Гидросила».

Второй НШ второго типоразмерного ряда типа НШ-20 Г проектировался для того, чтобы показать хотя бы частично те преимущества, которые позволяет реализовать предлагаемая методика расчета зубчатого зацепления НШ. При этом, в экспериментальном насосе НШ-20 УУРОН сократили число зубьев с $z_c = 10$ до $z_3 = 8$.

В-третьих, габаритные размеры рассчитанного по предлагаемой методике зубчатого зацепления не должны были существенно отличаться от серийных насосов, что позволяет вписать рассчитанное зубчатое зацепление в корпус серийного насоса. Это дает возможность, во-первых, значительно упростить и, существенно (на порядок), снизить стоимость создания экспериментального насоса. Во-вторых, значительно упростить экспериментальные исследования насоса, производство которого базируется на серийных корпусных деталях. И в-третьих, результаты сравнительного анализа экспериментального насоса с серийным будут корректны.

Результаты расчета геометрических параметров зубчатого зацепления качающего узла экспериментальных насосов в сравнении с серийными вариантами представлены табл. 1 и табл. 2.

Таблица 1 – Результаты сравнительного анализа серийного и экспериментального НШ

Параметры зубчатого зацепления экспериментального НШ	Расчетные параметры зубчатого зацепления НШ			
	Насос второго типоразмерного ряда, типа НШ-20Г		Насос третьего типоразмерного ряда, типа НШ-32УК	
	Серийный насос НШ-20Г	Экспериментальный насос НШ -20 УУРОН	Серийный насос НШ-32 УК	Экспериментальный насос НШ -32 УУРОН
1. Модуль m , мм	3	4	5	4,5
2. Число зубьев z	10	8	8	10

Продовження таблиці 1

3. Межцентровое расстояние A , мм	31,75	31,75	45	45
4. Угол зацепления α , град	27,39	18,72	33,35	20
5. Коэф. профильного смещения, ξ	0,294	-0,0857	0,6236	-0,055
6. Толщина вершины зуба шестерни S_e , мм	0,818	0,63	1,0	0,80
7. Диаметр шестерен D_e , мм	38,1	43,4	55,0	56,02
8. Коэф. перекрытия зубчатого зацепления ε	1,244	1,545	1,044	1,61
9. Диаметр впадин шестерен D_i , мм	23,9	21,0	34,5	31,72
10. Диаметр цапф, d_z , мм	17	17	25	25
11. Ширина торцового уплотнительного пояса h , мм	3,45	2,0	4,75	3,36
12. Длина продольной оси качающего узла $G = A + D_e$, мм	70,0	73,135	100,0	101
13. КИОВШ K_{V_0}	0,28 100 %	0,389 137 %	0,300 100 %	0,3323 111 %
14. Ширина шестерен b , мм	31	31	22	22
15. Рабочий объем насоса, см^3	20,3 100 %	32,0 158 %	32,0 100 %	36,456 114 %

Из табл. 1 видно, что отдельные исходные геометрические параметры зубчатого зацепления, такие как межцентровое расстояние, угол исходного профиля и, по возможности, длина большей оси качающего узла совпадают с соответствующими геометрическими параметрами серийных НШ.

Расчет зубчатого зацепления экспериментального насоса НШ-32 УУРОН при ограничениях по числу зубьев $z = 10$ и по межцентровому расстоянию $A = 45$ мм дал возможность увеличить КИОВШ до значения $K_{V_0} = 0,3323$, что на 10,7 % выше, чем у серийного насоса, а рабочий объем насоса – до $V_0 = 36,456 \text{ см}^3$, что на 14% больше, чем у серийного. Вышеуказанные ограничения были приняты, поскольку позволяют максимально приблизить предлагаемую конструкцию НШ с УУРОН к внедрению на Кировоградском ПАТ «Гидросила».

Расчет зубчатого зацепления для экспериментального насоса НШ-20 (32)

УУРОН дал можливість збільшити КІОВШ до значення $K_{V_0} = 0,3828$, що на 36,7 % вище, ніж у серійного насоса, а робочий об'єм насоса – до $V_0 = 32,0 \text{ см}^3$, що на 57,6% більше, ніж у серійного насоса. Таке суттєве підвищення КІОВШ і робочого об'єму дозволяє перейти насосам другого типорозмерного ряду в наступний третій ряд при збереженні корпусних деталей попереднього другого типорозмерного ряду.

На рис. 1 для порівняння представлені фотографії серійних насосів НШ-20Г і НШ-32 УК і експериментального НШ-20 (32) УУРОН.

На рис. 2 представлені фотографії деталей експериментального насоса НШ-20 (32) – УУРОН і елементи його качаючого узла.



1- насос НШ-20 Г, 2 – насос НШ-20 (32) УУРОН, 3 – насос НШ-32 УК

Рисунок 2 - Фотографії серійних насосів НШ-20 Г і НШ-32 УК і експериментального насоса НШ-20 (32) УУРОН в порівнянні



Рисунок 2 - Фотографії деталей експериментального насоса НШ-20 (32) УУРОН і елементів його качаючого узла в зборі

На рис. 1 і 2 видно, що експериментальний насос НШ-20 УУРОН, маючи такий же робочий об'єм як і серійний насос НШ-32 УК (третій типорозмерний ряд), вписується в корпус насоса, відповідний другому типорозмерному ряду.

Як вказувалося вище, при проектуванні експериментальних НШ, параметри, яких приведені в табл. 1, було ухвалено ряд обмежень, пов'язаних з

необходимостью выдержать геометрические размеры существующих корпусных деталей, а также межцентрового расстояния и число зубьев шестерен во избежание существенных изменений в технологическом обеспечении производства.

С целью продемонстрировать все возможности предлагаемой методики расчета зубчатого зацепления были получены результаты проектирования НШ с оптимальными параметрами зубчатого зацепления качающего узла НШ.

Выше было указано, что оптимизация по предлагаемой методике может быть проведена для зубчатого зацепления, на геометрические параметры которого наложены определенные ограничения, наиболее важным из которых являются ограничения габаритных размеров шестерен НШ.

Во втором случае ограничивающими факторами является длина продольной оси качающего узла и ширина торцового уплотнительного пояса [1 - 6].

Были приняты следующие исходные параметры при проектировании НШ с оптимальными параметрами зубчатого зацепления:

- длина продольной оси качающего узла для насоса НШ -20 УУРОН $G = 71$ мм, а для насоса НШ -32 УУРОН - $G = 100$ мм;

- ширина торцового уплотнительного пояса для насоса НШ -20 УУРОН и для насоса НШ -32 УУРОН составляет $h = 1,5$ мм.

Результаты расчета зубчатого зацепления качающего узла с оптимальными параметрами приведены в табл. 2.

Сравнивая результаты расчетов, представленные в табл. 1 и 2 видим, что для насосов второго типоразмерного ряда КИОВШ вырос незначительно - всего на 3 %, а по сравнению с серийным на 49 %. Это можно объяснить тем, что в табл. 1 для группы насосов второго типоразмерного ряда случайно были выбраны рациональные параметры, очень близкие к оптимальным. Для насосов третьего типоразмерного ряда оптимизация зубчатого зацепления позволила существенно повысить КИОВШ – на 23 % по сравнению с результатами, представленными в табл. 1 и на 37,5 % по сравнению с серийными.

Таблица 2 - Результаты оптимизации параметров зубчатого зацепления в сравнении с серийными насосами

Параметры экспериментального НШ	Расчет оптимальных параметров 33 КУ НШ			
	Насос второго типоразмерного ряда, типа НШ-20Г		Насос третьего типоразмерного ряда, типа НШ-32 УК	
	Серийный насос НШ-20Г	Экспериментальный насос НШ -20 УУРОН	Серийный насос НШ-32 УК	Экспериментальный насос НШ -32 УУРОН
1. Модуль m , мм	3	4	5	5,5
2. Число зубьев z	10	8	8	8

Продовження таблиці 2

3. Межцентровое расстояние A , мм	31,75	30,52	45	43,125
5. Угол исходного профиля α_0 , град	20	20	20	20
6. Коэф. профильного смещения ξ	0,294	-0,1798	0,6236	-0,0672
7. Толщина вершины зуба шестерни S_e , мм	0,818	0,87	1,0	0,8
8. Диаметр шестерен D_e , мм	38,1	40,63	55,0	56,74
10. Коэффициент перекрытия зубчатого зацепления ε	1,244	1,87	1,044	1,64
11. Диаметр впадин шестерен D_i , мм	23,9	20,0	34,5	28,0
12. Диаметр цапф d_z , мм	17	17	25	25
13. Ширина торцового уплотнительного пояса h , мм	3,45	1,5	4,75	1,5
14. Длина большей оси качающего узла $G = A + D_e$, мм	70,0	71,16	100,0	100
15. КИОВШ K_{V_0}	0,28 100 %	0,417 149 %	0,300 100 %	0,4015 134 %
16. Ширина шестерен b , мм	31	31	22	22
17. Рабочий объем насоса V_0 , см ³	20,3 100 %	32,8 161,5 %	32,0 100 %	44,0 137,5 %

Список литературы

1. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки // Вісник аграрної науки, 2008. – № 8. – С. 52 - 54.
2. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса / [Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А.] // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кіровоград: КНТУ, 2008. – № 20 – С.253–262.
3. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осин Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зацеплення // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 23. – Кіровоград, 2010. – С. 278 – 390.
4. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А., Повышение удельной подачи шестеренного насоса.

- MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin 2009. S.193 – 206.
5. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму // Вісник аграрної науки, 2011. – № 5. – С. 42 – 45.
 6. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.А., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет. – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.

Ю. Кулешков, Р. Осін, Т. Руденко, М. Красота

Розрахунок параметрів зубчастого зачеплення експериментального шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом

В статті представлені результати розрахунків геометричних параметрів зубчастого зачеплення експериментальних шестеренних насосів із збільшеним питомим робочим об'ємом. Виконаний порівняльний аналіз параметрів експериментального і серійного насосів

Y.Kuleshkov, R.Osin, T. Rudenko, M. Krasota

Calculation of parameters of the toothed hooking of experimental cog-wheel pump with a megascopic specific volume

In the article the results of calculations of geometrical parameters of the toothed hooking of experimental cog-wheel pumps are presented with the megascopic specific swept volume. The comparative analysis of parameters of experimental and serial pumps is executed.

Получено 25.09.12

УДК 631.354:633.1

И. А. Леженкин, асп.¹

Таврический государственный агротехнологический университет

Статистическая модель плотности очесанного вороха озимой пшеницы

В статье приводится расчет основных статистических характеристик плотности очесанного вороха зерновых, а также рассматривается методика построения статистической модели в виде закона распределения вероятностей.

очесанный ворох зерновых, плотность вороха, вероятность распределения, среднее квадратическое отклонение, полигон частот, среднее значение

Постановка проблемы. Зернопроизводство является базовой отраслью сельского хозяйства Украины. Однако его техническое обеспечение неудовлетворительное. Наиболее остро этот вопрос стоит при проведении уборочных работ. Общее количество зерноуборочных комбайнов за последние два десятилетия уменьшилось почти в три

¹ Научный руководитель д.т.н., с.н.с. Шацкий В. В.

- MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin 2009. S.193 – 206.
5. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму // Вісник аграрної науки, 2011.– № 5. – С. 42 – 45.
 6. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.А., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет. – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.

Ю. Кулешков, Р. Осін, Т. Руденко, М. Красота

Розрахунок параметрів зубчастого зачеплення експериментального шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом

В статті представлені результати розрахунків геометричних параметрів зубчастого зачеплення експериментальних шестеренних насосів із збільшеним питомим робочим об'ємом. Виконаний порівняльний аналіз параметрів експериментального і серійного насосів

Y.Kuleshkov, R.Osin, T. Rudenko, M. Krasota

Calculation of parameters of the toothed hooking of experimental cog-wheel pump with a megascopic specific volume

In the article the results of calculations of geometrical parameters of the toothed hooking of experimental cog-wheel pumps are presented with the megascopic specific swept volume. The comparative analysis of parameters of experimental and serial pumps is executed.

Получено 25.09.12

УДК 631.354:633.1

И. А. Леженкин, асп.¹

Таврический государственный агротехнологический университет

Статистическая модель плотности очесанного вороха озимой пшеницы

В статье приводится расчет основных статистических характеристик плотности очесанного вороха зерновых, а также рассматривается методика построения статистической модели в виде закона распределения вероятностей.

очесанный ворох зерновых, плотность вороха, вероятность распределения, среднее квадратическое отклонение, полигон частот, среднее значение

Постановка проблемы. Зернопроизводство является базовой отраслью сельского хозяйства Украины. Однако его техническое обеспечение неудовлетворительное. Наиболее остро этот вопрос стоит при проведении уборочных работ. Общее количество зерноуборочных комбайнов за последние два десятилетия уменьшилось почти в три

¹ Научный руководитель д.т.н., с.н.с. Шацкий В. В.

раза. Обновление комбайнового парка идет очень медленно, в связи с чем в эксплуатации находятся комбайны выработавшие свой моторесурс.

Альтернативой комбайновой уборке может стать стационарная уборка. Сущность которой заключается в уборке зерновой части в поле и доработке очесанного вороха на стационаре [1, 2]. При этом для уборки наиболее эффективно использовать уборочные машины с очесывающими рабочими органами [3, 4].

Теоретические основы для разработки очесывающих устройств были разработаны Шабановым П. А., Голубевым И. К., Данченко Н. К., Цыбульниковым В. Н., Гончаровым Б. И. и многими другими учеными МИМСХ (ныне Таврический государственный аграрный университет). Однако дальнейшее внедрение данной технологии сдерживается отсутствием технических средств для доработки очесанного вороха зерновых. Поэтому разработка устройства для сепарации очесанного вороха зерновых является актуальным. Одним из звеньев данной работы есть изучение физико-механических свойств очесанного вороха зерновых.

Анализ публикаций. Работу по исследованию физико-механических свойств растений, как объекта очесывания начал проф. Шабанов П. А. [5]. Он доказал технологическую возможность обмолота растений на корню. Эта работа была продолжена в трудах Данченко Н. Н., Повилия В. М., Гончарова Б. И., Голубева И. К. [6, 7, 8, 9].

Применительно к физико-механическим свойствам очесанного вороха риса посвящена работы [10, 11]. Однако в этих работах рассматриваются физико-механические свойства очесанного вороха только для культивации риса. Поэтому возникает необходимость исследования физико-механических свойств очесанного вороха зерновых культур, а в частности его плотности с учетом вероятностной природы процесса очесывания растений на корню.

Постановка задания. Определить основные статистические характеристики плотности очесанного вороха пшеницы и построить его математическую модель в виде закона распределения вероятностей.

Основная часть. Как известно, при работе очесывающего устройства навешенного на комбайн или уборочную машину получается очесанный ворох (рис. 1).



Рисунок 1 – Очесанный ворох пшеницы



Рисунок 2 – Взвешивание отобранных проб очесанного вороха

Как видно из рис. 1, очесанный ворох зерновых представляет малосыпучую смесь, состоящую из свободного зерна, грубых солоmistых примесей, половы и оборванных колосков.

Фракционный состав очесанного вороха зерновых имеет вероятностную природу, и, как следствие, плотность вороха также меняется с течением времени. Для получения представительных оценок характеризующих это изменение используем теорию вероятностей и математическую статистику [12, 13].

Методика проведения экспериментов заключалась в следующем. В специально изготовленный деревянный ящик размерами $0,5 \times 0,5 \times 0,5$ м, отбирались пробы очесанного вороха, которые впоследствии взвешивались на весах (рис. 2).

Результаты взвешивания заносились в журнал первичной информации. Объем выборки составлял 50 значений. В результате проведения эксперимента был получен вариационный ряд. Определим основные статистические характеристики данного ряда.

Основными статистическими характеристиками очесанного вороха являются: среднеарифметическое значение (математическое ожидание), среднеквадратическое отклонение и коэффициент вариации.

Среднеарифметическое значение плотности очесанного вороха определяем по формуле [12].

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^n X_i}{N}, \quad (1)$$

где X_i – текущее значение, кг/м^3 ;

N – общее число взвешиваний, $N = 50$.

В результате вычислений получаем $\bar{X} = 129 \text{ кг/м}^3$.

Определяем среднеквадратическое отклонение σ , характеризующее рассеивание случайной величины по отношению к математическому ожиданию, для чего используем выражение [12].

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{X} - X_i)^2}{N - 1}}. \quad (2)$$

После подстановки исходных данных в формулу (2) получаем $\sigma = 20,6 \text{ кг/м}^3$.

Коэффициент вариации, характеризующий степень изменчивости значений плотности очесанного вороха относительно его среднего значения вычисляем, из соотношения [12].

$$\gamma = \frac{\sigma}{\bar{X}} \times 100 \%. \quad (3)$$

В нашем случае коэффициент вариации, вычисленный по формуле (3) составил $\gamma = 15,7 \%$.

Ошибку среднеарифметического значения ΔX определяем по формуле [12].

$$\Delta X = \frac{\sigma}{\sqrt{N}}. \quad (4)$$

В итоге ошибка среднеарифметического составила $\Delta X = 2,91 \text{ кг/м}^3$.

Определяем показатель точности опыта по зависимости [12]:

$$W = \frac{\Delta X}{\bar{X}} \times 100 \%. \quad (5)$$

Расчет показал, что точность опыта равна $W = 2,26 \%$, что свидетельствует о достаточной точности полученных результатов, при $W \geq 5 \%$ точность опыта неудовлетворительная.

Основной задачей математической статистики является подбор теоретических кривых по имеющемуся эмпирическому закону распределения случайной величины.

Для построения кривой распределения необходимо принять число классов (в нашем случае принимаем $k = 7$) и после этого весь вариационный ряд сгруппировать в классы с классовым промежутком λ .

Величину классового промежутка определяем по формуле [13]:

$$\lambda = \frac{X_{\max} - X_{\min}}{k}, \quad (6)$$

где $X_{\max}$ – максимальное значение ряда;

$X_{\min}$ – минимальное значение ряда.

В нашем случае $\lambda = 14 \text{ кг/м}^3$.

Сводим результаты измерений в классы с классовым промежутком $\lambda = 14 \text{ кг/м}^3$.

Таблица 1 – Частоты распределения по классам

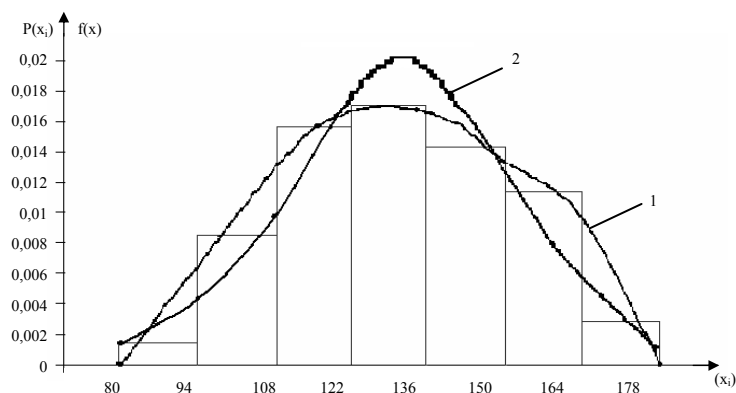
Граница классов	80	94	108	122	136	150	164	178
Количество измерений в классе, n ($\sum n = 50$)	1	6	11	12	10	8	2	
Частота, P_i ($\sum P_i = 1$)	0,02	0,12	0,22	0,24	0,2	0,16	0,04	
$\frac{P_i}{\lambda} (P(X_i))$	0,001	0,009	0,016	0,017	0,014	0,011	0,003	

В таблице 1 значения частоты P_i определяется по формуле [13]:

$$P_i = \frac{n}{N}, \quad (7)$$

где n – количество измерений в классе.

Строим полигон частот заданного ряда. Для исключения влияния классового



1 – экспериментальная кривая; 2 – теоретическая кривая

Рисунок 3 – Полигон частот и плотность распределения значений данного ряда

промежутка на характер гистограммы по оси ординат откладываем величину $\frac{P_i}{\lambda}$, то есть частоту, приходящуюся на единицу классового промежутка.

Для построения экспериментальной кривой плотности распределения случайной величины соединяем плавной кривой точки, находящиеся в середине класса (интервала) (рис. 3).

Для построения теоретической кривой плотности распределения наиболее часто применяется закон нормального распределения [13].

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \times e^{-\frac{(\bar{X}-x_i)^2}{2\sigma^2}}. \quad (8)$$

Подставляя в данную формулу числовые значения, свеем результаты вычислений в табл. 2.

Таблица 2 – Результаты вычислений экспоненты

Граница классов	80	94	108	122	136	150	164	178
$f(x_i)$	0,0011	0,0046	0,011	0,02	0,02	0,011	0,0046	0,0011

Откладываем по оси ординат $f(x_i)$ и соединяем точки плавной кривой, которая является теоретической кривой нормального распределения плотности очесанного вороха пшеницы.

Для проверки адекватности нормального закона распределения экспериментальным данным применим критерий Пирсона [13].

$$\chi^2_{\text{э}} = \sum_{i=1}^n \frac{[P(x_i) - f(x_i)]^2}{f(x_i)}, \quad (9)$$

где $P(x_i)$ – частота экспериментального ряда, приходящаяся на классовый промежуток (табл. 1);

$f(x_i)$ – точки кривой теоретической плотности распределения.

После подстановки данных в формулу (9), получили, что расчетное значение $\chi^2_{\text{э}} = 0,013$.

Табличное значение $\chi^2_{\text{т}}$ зависит от параметра r , называемого числом степеней свободы. Число «степеней свободы» r равно числу классов.

В нашем случае $r = 5$.

Используя таблицы [14] находим значение $\chi^2_{\text{т}} = 1,145$.

Таким образом $\chi^2_{\text{т}} > \chi^2_{\text{э}}$ ($1,145 > 0,013$), адекватность полученной статистической модели плотности очесанного вороха пшеницы удовлетворяется.

Статистическая модель плотности очесанного вороха пшеницы имеет вид:

$$f(x) = \frac{1}{20,6\sqrt{2\pi}} \times e^{-\frac{(129-x_i)^2}{8,98}}. \quad (10)$$

Выводы.

1. Установлено, что среднее значение плотности очесанного вороха пшеницы составляет $\bar{X} = 129$ кг/м³, при этом среднеквадратическое отклонение равняется $\sigma = 20,6$ кг/м³.

2. Проверка точности опытов показала, что опыты проведены с достаточной точностью, $W = 2,6\%$, т.е. полученные статистические характеристики достоверны.

3. Выявлено, что значения плотности очесанного вороха подчиняются нормальному закону распределения, проверка адекватности экспериментальных данных по критерию Пирсона, указала на адекватность полученной модели.

Список литературы

1. Кушнарев А.С. Энергосберегающая технология уборки зерновых культур для фермерских и крестьянских хозяйств / А. С. Кушнарев, А. Н. Леженкин // Перспективные технологии уборки зерновых культур, риса и семян трав: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф. / ТГАТА. – Мелитополь, 2003. – С. 17 – 21.
2. Леженкин А. Н. Перспективная технология уборки зерновых для фермерских и крестьянских хозяйств Юга Украины / А. Н. Леженкин // Актуальные проблемы инженерного обеспечения АПК: междунар. науч. конф. – Ярославль, 2003. – Ч. III. – С. 28 – 29.
3. А. с. 898989 СССР, МКИ А 01 D 41/08. Устройство для обмолота растений на корню / Н. Н. Данченко, П. А. Шабанов, Ю. Н. Ярмашев. – №2929576/30-15; заявл. 22.05.80; опубл. 23.01.82.
4. А.с. 1165278 А СССР, МКИ А 01 D 41/08. Устройство для обмолота сельскохозяйственных культур на корню / И. К. Голубев, Б. И. Гончаров, В. Н. Цыбульников [и др.]. – №3633051/30-15; заявл. 24.05.83; опубл. 07.07.85; Бюл. №25.
5. Шабанов П. А. Механико-технологические основы обмолота зерновых культур на корню: дис... д-ра техн. наук / П. А. Шабанов; МИМСХ. – Мелитополь, 1988. – 336 с.
6. Данченко Н. Н. Обоснование параметров щеточного устройства для очесывания метелок риса на корню: автореф. дис... канд. техн. наук / Н. Н. Данченко. – Челябинск, 1983. – 15 с.
7. Повилий В. М. Исследование процесса уборки селекционных посевов риса методом очесывания метелок на корню и обоснование параметров очесывающего устройства: дис... канд. техн. наук / В. М. Повилий. – Краснодар, 1980. – 165 с.
8. Бичаров Б. И. Исследование рабочего процесса очесывающего устройства для обмолота риса на корню с целью уменьшения потерь зерна: дис... канд. техн. наук / Б. И. Гончаров. – М., 1982. – 217с.
9. Голубев И. К. Обоснование основных параметров и режимов работы двухбарабанного устройства для очеса риса на корню: дис... канд. техн. наук / И. К. Голубев; ВСХИЗО. – М., 1989. – 201 с.
10. Данченко Н. Н. Особенности физико-механических свойств очесанного вороха риса и технологические требования на его доработку / Н. Н. Данченко, В. Н. Шкиндрер // Совершенствование технологических процессов и рабочих органов сельскохозяйственных машин; УСХА. – К., 1989. – С. 63 – 70.
11. Аблогин Н. Н. Обоснование технологической схемы и параметров устройства для сепарации очесанного вороха риса: дис... канд. техн. наук / Н. Н. Аблогин. – Мелитополь, 1997. – 215 с.
12. Вентцель Е. С. Теория вероятностей / Е. С. Вентцель. – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1962. – 564 с.
13. Боровков А. А. Математическая статистика / А. А. Боровков. – М.: Наука, 1984. – 472 с.
14. Бронштейн И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М.: Наука, 1981. – 720 с.

І. Леженкін

Статистична модель щільності обчисаного вороху озимої пшениці

У статті наводиться розрахунок основних статистичних характеристик щільності обчесаного вороху зернових, а також розглядається методика побудови статистичної моделі у вигляді закону розподілення ймовірностей.

I. Lezhenkin

Statistical model density ochesannogo pile of winter wheat

This article provides an account of the main statistical characteristics of the density ochesannogo heap of grain, as well as the technique of constructing a statistical model in the form of probability distribution.

Получено 12.09.12

УДК 621. 825

О. Олексинин, асп.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Розрахунок тягових і робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів

Приведена методика розрахунку робочих і тягових органів трубчастих скребкових конвеєрів. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів робочих і тягових органів. Дані практичні рекомендації виробництву з проектування вказаних механізмів.

ланцюговий конвеєр, шарнір, робочий орган, скребок, тяговий розрахунок

Постановка проблеми. Перед машинами та механізмами, які забезпечують механізацію транспортуючих робіт, постають наступні вимоги: відповідність технологічному процесу виробництва, достатня продуктивність, збереження переміщуваного вантажу, безпека і зручність в експлуатації, мінімальна кількість обслуговуючого персоналу, низька вартість. Ці вимоги можуть бути задоволені лише тоді, коли кожна послідовна машина чи механізм, що випускаються (чи виготовляються), будуть більш удосконалені.

Дане обладнання потребує відносно малих виробничих площ, його можна встановлювати з урахуванням будь-яких місцевих умов виробництва. Воно просте в експлуатації, легке в керуванні, з можливістю автоматизації процесів транспортування. Проте при роботі ланцюгових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводить до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у розробленні певної методики розрахунку основних елементів ланцюгового конвеєра.

Аналіз відомих досліджень і публікацій. Дослідженням конструктивних і технологічних параметрів транспортно-технологічних систем сипких матеріалів присвячені роботи : Григорьева А.М., Зенкова Р.Л., Гевка Б.М., Рогатинського Р.М. та багатьох інших. Однак питанням розрахунку тягових і робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів для транспортування сипких матеріалів приділено недостатньо уваги і вони потребують свого подальшого вирішення.

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є розроблення методики розрахунку тягових і робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів. Робота виконується у рамках пріоритетних напрямів розвитку науки й техніки «Новітні та ресурсозберігаючі технології в промисловості, енергетиці та агропромисловому комплексі» на 2010-2015 роки.

Виклад основного матеріалу. Трубчасті скребкові конвеєри впроваджують у різних галузях промисловості та сільському господарстві для транспортування однорідних сипких вантажів. Вони економічно доцільні, оскільки дають змогу ефективно використовувати виробничі площі й транспортувати вантажі по трубчастому вантажопроводу, який можна прокласти по складній просторовій трасі.

Трубчасті конвеєри – це різновид скребкових конвеєрів. Вантаж переміщується безперервним потоком у трубі круглого перерізу. Особливість цього конвеєра в тому, що він одно ланцюговий, а скребки виконані круглого перерізу займають увесь простір

перерізу труби. Тяговим органом в трубчастих конвеєрах використовують калібровані круглоланкові ланцюги, в конвеєрах з просторовою трасою – розбірні пластинчасті втулкові ланцюги, а в окремих випадках – сталеві канати.

Ланцюгові конвеєри застосовують для переміщення сипучих та штучних вантажів. Ланцюги обмежують швидкість (до 1 м/с), але можуть збільшити довжину транспортування при великій продуктивності, оскільки мають більшу міцність. В залежності від несучого органу, ланцюгові конвеєри поділяють на пластинчасті, скребкові, люлечні, полочні, ковшові та підвісні. В конвеєрах загального призначення застосовують пластинчасті ланцюги, тягові розбірні, зварні тощо. Ланцюги повинні бути дешевими, міцними і стійкими проти спрацювання, мати малу масу і просту конструкцію. Найбільшого поширення набули тягові пластинчасті ланцюги за ГОСТ 588-81.

На рис.1 зображено типові тягові і робочі органи трубного ланцюгового конвеєра.



Рисунок 1 – Типові тягові і робочі органи трубного ланцюгового конвеєра

ГОСТ 588-81 передбачає виготовлення ланцюгів з кроком 40...1000 мм. При визначенні кроку ланцюга необхідно звернути увагу на особливості конструкції та роботи ланцюгових конвеєрів:

1. Крок тягових ланцюгів значно більший, ніж у приводних, оскільки ланцюги використовують не тільки в якості тягових органів, але й для закріплення робочих органів.

2. При збільшенні кроку зменшується кількість шарнірів, а відповідно, вага та вартість ланцюга. Крім того, збільшується довговічність ланцюга, оскільки зменшується кількість деталей, що зношуються.

3. При меншому кроці забезпечується більш плавний режим праці ланцюга, одержують менші розміри зірочок, менше передаточне число, а, відповідно, більш проста конструкція привода.

Для кожного випадку слід знайти найкраще поєднання перерахованих факторів. Практично для більшості конвеєрів з малою швидкістю використовують ланцюги з кроком $160 < p_t < 500$ мм.

Тягові ланцюги конвеєрів з зануреними скребками працюють в умовах, що не допускають застосування мастильних матеріалів, оскільки вони будуть транспортуватися разом з вантажем, крім цього можуть його пошкодити. Частинки

вантажу, попадаючи шарнір, неоднозначно впливають на працездатність. Тому для конвеєрів даного типу перевагу надають ланцюгам з відкритим самоочисним шарніром. В закордонній практиці шарнір пластинчастого ланцюга захищають кільцями з гуми або пластмаси, однак це значно ускладнює і здорожує ланцюг, створює додаткові опори тертя при поворотах ланок.

До ланок ланцюгів закріплюють скребки, які виготовляють з сталі, чавуну, пластмаси або гуми. Відомі конструкції комбінованих скребків, у яких центральна частина робиться із сталі або чавуна, а бандаж – із гуми або пластмаси. Скребки можуть бути закріплені симетрично (ланцюг проходить крізь центр скребка) та несиметрично (ланцюг проходить зміщено від центру). На рис. 2 зображено тяговий і робочий орган трубного скребкового конвеєра при несиметричному розміщенні скребків.

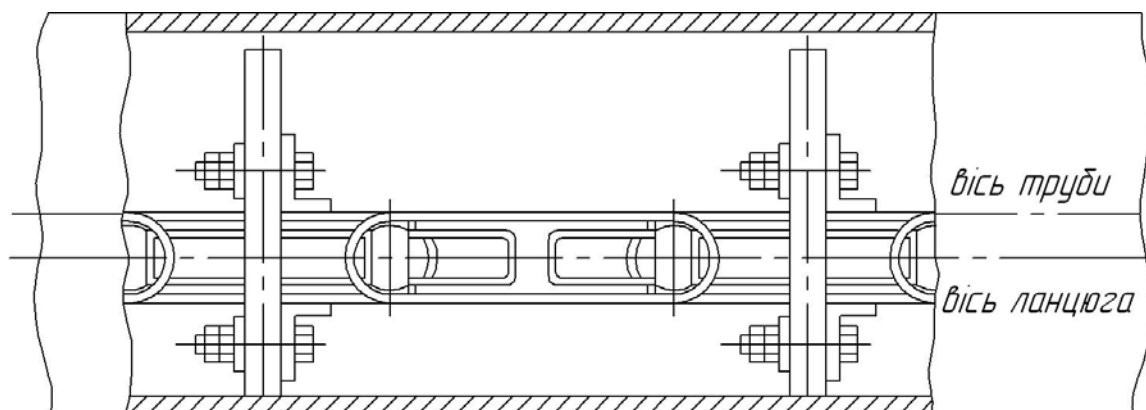


Рисунок 2 – Схема робочих елементів трубного скребкового конвеєра

Скребок приварюють або прикріплюють на болтах до ланки ланцюга. Кріплення може бути центральним, симетричним (ланцюг проходить в центрі скребка) або боковим, асиметричним. При боковому кріпленні скребків і внутрішнім розміщенням ланцюга в зірочках і поворотних пристроях не потрібно вирізів для проходу скребків; для скребків з симетричним кріпленням ці вирізи необхідні. Вирізи деколи роблять і в самих скребках, однак це не рекомендують, так як при деякому повороті скребка площини вирізу і зірочки можуть не співпадати. Скребки з боковим кріпленням непридатні для конвеєрів, що мають трасу з поворотами в праву і ліву сторони. Крок скребків l_c приймають в залежності від кроку тягового ланцюга t_c і діаметра труби D із співвідношення

$$l_c = k_1 t_c = k_2 D, \quad (1)$$

де k_1 – і k_2 – конструктивні коефіцієнти; для конвеєрів з прямолінійною трасою (горизонтальних і похилих) $k_1 = 2 \dots 6$, $k_2 = 2 \dots 3$; для конвеєрів з комбінованою трасою, які мають вертикальні ділянки, $k_1 = 2 \dots 4$, $k_2 = 1$.

При будь-якій трасі крок скребків повинен бути кратним двом крокам ланцюга.

Конвеєри малої продуктивності (до 5 т/год) переміщують вантаж в трубі волочінням круглоланковим ланцюгом без скребків.

Розрахунок конвеєра. Продуктивність Q , тон/год, трубчатого конвеєра

$$Q = 3600 \frac{\pi D^2}{4} \psi \rho v = 2826 D^2 \psi \rho v, \quad (2)$$

де ψ – коефіцієнт заповнення перерізу труби, враховуючи об'єм який займає ланцюг з скребками, $\psi = 0,8 \dots 0,9$; v – швидкість руху скребок, м/с; D – внутрішній діаметр труби, м; ρ – насипна густина вантажу, кг/м³;

Внутрішній діаметр труби

$$D = \sqrt{\frac{Q}{2826\psi\rho v}}. \quad (3)$$

Отриманий діаметр труби заокруглюють до найближчого більшого стандартного розміру. Діаметр скребка приймають на 5...10 мм менше діаметра труби.

Тяговий розрахунок виконують методом обходу по контуру. Мінімальний натяг ланцюга приймають: $S_{\min} = 0,5 \dots 1,0$ кН. – для конвеєрів з прямолінійною трасою; $S_{\min} = 1,5 \dots 2,0$ кН. – для конвеєрів з криволінійними ділянками траси.

Опір руху холостої вітки на горизонтальних і похилих ділянках

$$W_x = q_0 L_x g (f_c \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (4)$$

де q_0 – погонне навантаження від ходової частини конвеєра, кг/м;

L_x – довжина холостої ділянки, м;

$g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

f_c – коефіцієнт тертя скребка по трубі, $f_c = 0,3 \dots 0,5$ – для сталюого чи пластмасового скребка, $f_c = 0,5 \dots 0,6$ – для обгумованого скребка

β – кут нахилу ділянки конвеєра, град.

Сила опору руху вантажу і конвеєра на горизонтальних і похилих ділянках робочої вітки

$$W = (q + q_0) L g (w_r \cos \beta \pm \sin \beta), \quad (5)$$

де q – погонне навантаження від вантажу, кг/м;

q_0 – погонне навантаження від ходової частини конвеєра, кг/м;

L – довжина навантаженої ділянки, м; w_r – коефіцієнт опору переміщенню вантажу по трубі $w_r = 0,6 \dots 0,7$.

Сила опору руху вантажу і конвеєра на вертикальних ділянках навантаженої вітки

$$W = (q + q_0) H g w'_r, \quad (6)$$

де H – довжина вертикальної ділянки, м; $w'_r = 2,5 \dots 3$ – коефіцієнт опору на вертикальній ділянці.

Сила опору руху ланцюга на криволінійній ділянці траси, де ланцюг змінює напрям руху, спираючись через скребки на нерухому площину жолоба:

$$W_{кр} = S_{наб} (e^{f_c \alpha} - 1), \quad (7)$$

де $S_{наб}$ – натяг ланцюга при вході на криволінійну ділянку; α – кут повороту траси, $\dots^\circ$; f_c – коефіцієнт тертя скребка по трубі.

Висновки. В даній статті приведена методика розрахунку робочих і тягових органів трубчастих скребок конвеєрів. Завдяки наявності суцільних круглих скребок по всьому січенні труби (виключаючи зазори) транспортує вантаж на горизонтальних і вертикальних ділянках конвеєра рухається без відставання з тою ж

швидкістю, що і скребки. В цьому значенні перевага трубчастих конвеєрів порівняно з конвеєрами, що мають контурні скребки.

Недоліком трубчастих конвеєрів, як і скребкових любого типу, являється зношування труби і скребків, особливо на криволінійних ділянках при транспортуванні абразивних вантажів. Однак для рівномірного зношування прямолінійні секції труби можна періодично прокручувати навколо поздовжньої осі на деякий кут по мірі зношування нижньої частини труби в зоні дотику з нею скребка. А зношені скребки можна замінити новими або замінити окремі елементи при використанні комбінованих скребків.

Список літератури

1. Волков Р. А., Гнутов А. Н., Дьячков В.К. и др. Конвейеры: Справочник./ Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1984. - 367 с.
2. Дьячков В.К. Машины непрерывного транспорта – М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы. – 1961.
3. Зенков Р. Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности “Подъемно-транспортные машины и оборудование”/Р. Л. Зенков, И. И. Ивашков, Л. Н. Колобов, - 2 – е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 432 с.: ил.
4. Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Е. Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.
5. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины: Учеб. пособие для машиностроительных вузов. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1983. – 487 с., ил.
6. Декл. пат. на кор. модель 52568 Україна, B65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексішин О.В., Дячун А.Є., Гевко І.Б.; заявник і власник патенту ТНТУ.- №52568 заявл. 06.04.2010; опубл. 25.08.2010р. Бюл.№16.

О. Олексішин

Расчет тяговых и рабочих органов трубчатых скребковых конвейеров

Приведена методика расчета рабочих и тяговых органов трубчатых скребковых конвейеров. Выведены аналитические зависимости для определения конструктивных и силовых параметров рабочих и тяговых органов. Даны практические рекомендации производству по проектированию указанных механизмов.

О. Oleksyshyn

Calculation of traction and working organs of tubular scraper conveyors

The design procedure of working and traction organs of the tubular chain conveyors. The derived analytical dependence for determining the design and operating parameters of power and traction bodies. Practical recommendations are expounded for production on designing these mechanisms.

Одержано 20.01.12

УДК 621.4.002.2: 629.73.002.72

А.Ю. Невдаха, асист.

Кіровоградський національний технічний університет

Вплив неточностей заміру биття КП ланок ротора БДТ на похибку розрахунку оптимальних кутів взаємного розвороту ланок

Багатофакторним експериментом, з використанням 3D моделі типового ротора барабанно-дискового типу, досліджується вплив на похибку розрахунку оптимальних кутів повороту деталей ротора неточностей заміру биття його контрольних поверхонь. За результатами досліджень вироблені рекомендації із зменшення зазначеної похибки.

За допомогою натурної моделі ротора, в лабораторії КНТУ, визначається ефективність методу двох пробних складань по відношенню до методу довільної установки дисків.

ротор барабанно-дискового типу, складання ротора, биття контрольної поверхні

Вступ. Ротори барабанно-дискового типу (БДТ) широко використовуються в сільськогосподарських, дорожніх машинах, двигунобудуванні тощо. Найбільш перспективна технологія їх складання заснована на методі двох пробних складань [1-6]. У відповідності з нею ротор двічі пробно складається із певними взаємними розворотами ланок, після кожного складання заміряються биття контрольних поверхонь (КП) ланок, і за допомогою алгоритмів розраховуються оптимальні кути взаємного розвороту ланок, по яким ротор складається третій раз – остаточно.

В роботах [1-4] описуються типові процеси та алгоритми розрахунків методу двох пробних складань з заміром биття на поворотному складальному стапелі (ПСС) та на призмах. В роботах [9,10] описана апробація технології складання роторів БДТ за методом двох пробних складань із застосуванням 3D моделювання. В роботі [7] описано стенд для апробації типових процесів складання роторів БДТ за методом двох пробних складань з заміром биття на ПСС та на призмах.

Мета цієї роботи: багатофакторним 3D експериментом дослідити вплив неточностей заміру биття КП ланок на похибку розрахунку оптимальних кутів взаємного розвороту ланок; визначити комбінації факторів, при яких виникає найбільша похибка; розробити рекомендації щодо зменшення впливу цих факторів на зазначену похибку; з використанням натурної моделі ротора БДТ визначити ефективність методу двох пробних складань з заміром биття на ПСС та на призмах по відношенню до методу довільної установки дисків.

1. Визначення впливу неточностей заміру биття КП ланок ротора БДТ на похибку розрахунку оптимальних кутів з використанням 3D моделювання

Розрахунок оптимальних кутів залежить від геометричних розмірів ланок ротора, неточності виготовлення посадочних поверхонь ланок, неточності встановлення ніжки індикатора биття та інших факторів [4]. Похибка розрахунку, в основному, залежить від неточностей встановлення ніжки індикатора під час заміру биття КП. Дослідити вплив відповідних факторів на величини похибок з використанням натурального багатоланкового ротора важко через велику кількість ланок, велику кількість і вартість експериментів тощо. Тому була використана комп'ютерна 3D модель ротора, що моделює процеси встановлення наступної ланки на попередню

чи складання дволанкового ротора на ПСС. Зауважимо, що вона є керованою за всіма переліченими факторами. Виділено основні фактори, що впливають на розрахунок оптимальних кутів для такої моделі ротора:

- геометричні параметри (3 фактори);
- неточності виготовлення посадочних поверхонь (8 факторів);
- неточності встановленні ніжки індикатора (20 факторів).

Геометричні параметри - геометричні розміри ротора необхідні для визначення характеристик пар ротора що складається лише з двох ланок [1-5]:

$r_1^{(e)} = r_2^{(n)}$ - радіус верхньої (нижньої) посадочної поверхні ланки 1 (2);

r_2 - радіус, на якому вимірюються торцеві биття ланки 2;

H_2 - відстань від нижньої посадочної поверхні ланки 2 до її контрольної поверхні.

За *неточності виготовлення посадочних поверхонь* двох ланок відповідають вісім факторів:

$e_{1x}^{(e)}, e_{1y}^{(e)}, \delta_{1x}^{(e)}, \delta_{1y}^{(e)}$ - ексцентриситет і перекіс верхніх посадочних поверхонь ланки 1;

$e_{2x}^{(n)}, e_{2y}^{(n)}, \delta_{2x}^{(n)}, \delta_{2y}^{(n)}$ - ексцентриситет і перекіс нижніх посадочних поверхонь ланки 2.

Неточності встановленні ніжки індикатора (рис. 1) характеризують двадцять факторів:

- неточність встановлення ніжки індикатора по вертикалі (вище чи нижче від серединної лінії КП) при першому (x_1) та другому (x_3) пробних складаннях;
- неточність встановлення ніжки індикатора по радіусу (ближче чи далі від осі обертання відносно центральної лінії на КП) при першому (x_2) та другому (x_4) пробних складаннях;
- неточність встановлення ніжки індикатора по горизонталі (лівіше чи правіше від i -ї мітки на КП ланки) при першому ($y_i, /i = \overline{1,4}/$) та другому ($u_i, /i = \overline{1,4}/$) пробних складаннях (кожній i -ій мітці відповідає i -ий фактор групи факторів y чи u);
- неточність встановлення ніжки індикатора по горизонталі (лівіше чи правіше від i -ї мітки на КП ланки) при першому ($z_i, /i = \overline{1,4}/$) та другому ($v_i, /i = \overline{1,4}/$) пробних складаннях.

Можуть бути і інші фактори, що впливають на експеримент, наприклад: геометрична неточність виготовлення контрольних чи посадочних поверхонь (некруглість чи неплоскостність); неточність прив'язки КП до головних центральних осей інерції ланки тощо. Зауважимо, що у 3D моделі ротора цих факторів можна повністю позбутися. Тому надалі будемо вважати, що на експеримент впливає $20+8+3=31$ фактор:

$$x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, /i = \overline{1,4}/, e_{1x}^{(e)}, e_{1y}^{(e)}, \delta_{1x}^{(e)}, \delta_{1y}^{(e)}, e_{2x}^{(n)}, e_{2y}^{(n)}, \delta_{2x}^{(n)}, \delta_{2y}^{(n)}, r_2^{(n)}, r_2, H_2.$$

Після двох пробних складань і замірів биття розраховується оптимальний кут повороту φ ланки 2 відносно ланки 1 за певними алгоритмами [1-5], отже:

$$\varphi = f(x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, e_{1x}^{(e)}, e_{1y}^{(e)}, \delta_{1x}^{(e)}, \delta_{1y}^{(e)}, e_{2x}^{(n)}, e_{2y}^{(n)}, \delta_{2x}^{(n)}, \delta_{2y}^{(n)}, r_2^{(n)}, r_2, H_2). \quad (1)$$

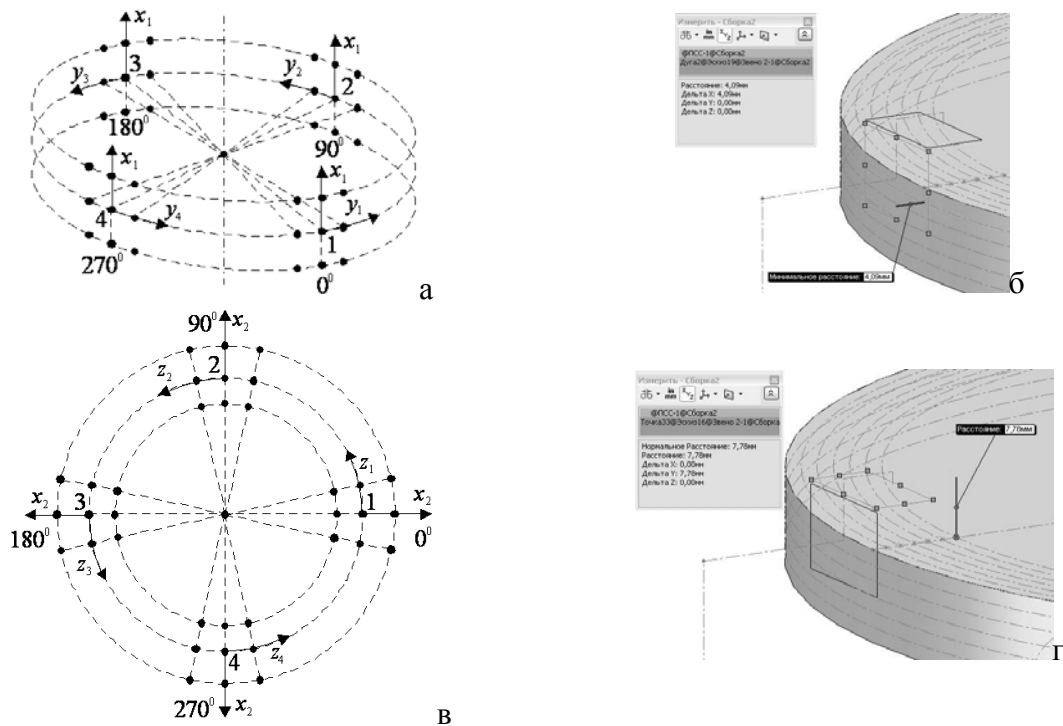
Дійсний оптимальний кут φ_{on} розраховується за формулою (1) за умови, що $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i = 0, /i = \overline{1,4}/$. Отже

$$\varphi_{on} = f(0, \dots, 0, e_{1x}^{(e)}, e_{1y}^{(e)}, \delta_{1x}^{(e)}, \delta_{1y}^{(e)}, e_{2x}^{(n)}, e_{2y}^{(n)}, \delta_{2x}^{(n)}, \delta_{2y}^{(n)}, r_2^{(n)}, r_2, H_2), \quad (2)$$

тобто φ_{on} є функцією вигляду

$$\varphi_{on} = \varphi_{on}(e_{1x}^{(e)}, e_{1y}^{(e)}, \delta_{1x}^{(e)}, \delta_{1y}^{(e)}, e_{2x}^{(n)}, e_{2y}^{(n)}, \delta_{2x}^{(n)}, \delta_{2y}^{(n)}, r_2^{(n)}, r_2, H_2). \quad (3)$$

Під похибкою визначення кута φ_{on} будемо розуміти абсолютну похибку, тобто

$$\eta = \varphi - \varphi_{on} . \quad (4)$$


радіального а – теорія, б – моделювання в Solid Works;
торцевого в – теорія, г – моделювання в Solid Works

Рисунок 1 – Неточність встановлення ніжки індикатора при вимірюванні биття

Будемо визначати залежність похибки розрахунку оптимального кута φ_{on} від неточностей встановлення ніжки індикатора під час заміру биття КП ланок ротора. Така задача у теорії багатофакторного експерименту називається інтерполяційною [11-13]. Також визначимо яка комбінація значень факторів найбільше збільшує похибку η визначення оптимального кута φ_{on} . Така задача є екстремальною. Експеримент проводитиме для двох випадків, коли:

- існує лише один кут, що дозволяється призонними болтами, при якому биття КП ланок ротора відповідають заданим обмеженням;
- існує декілька кутів, що дозволяються призонними болтами, при яких биття КП ланок ротора відповідають заданим обмеженням.

Параметри $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, /i=\overline{1,4}/$ змінюються у межах декількох міліметрів. Вони значно менші за розміри ротора і значно більші за биття КП. Тому вважатимемо їх величинами першого порядку малості.

Основний (нульовий) рівень керуючих параметрів $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, /i=\overline{1,4}/$ відповідає серединній лінії КП. Нехай керуючі параметри приймають такі значення $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i \in \{-h, 0, h\}, /i=\overline{1,4}/$, де h складає 6 міліметрів, або градусів (в залежності від групи факторів що досліджуються). В результаті керуючі параметри приймають значення: на границях $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i = \pm h$; на основному рівні $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i = 0 /i=\overline{1,4}/$. Значення x_i, y_i, z_i, u_i, v_i будуть змінюватися з кроком h . Таким чином, при

замірі биття після двох пробних складань існує $N = 3^{20}$ різних варіантів встановлення ніжки індикатора, де 3 – число рівнів, 20 – число керуючих факторів.

Шукатимемо функцію відгуку у лінійному вигляді (поліному першого степеня):

$$\eta = \sum_{i=1}^4 (a_i x_i + b_i y_i + c_i z_i + d_i u_i + e_i v_i), \quad (5)$$

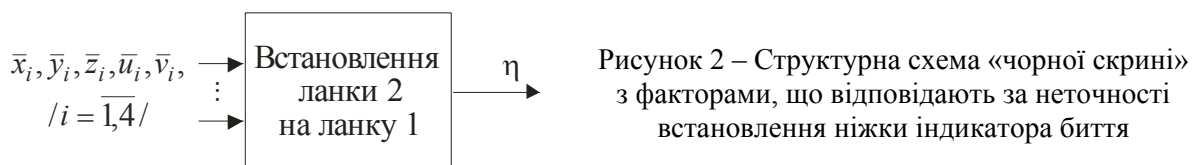
де $a_i, b_i, c_i, d_i, e_i, /i = \overline{1,4}/$ – невідомі константи, що підлягають визначенню за результатами багатофакторного експерименту.

Вибір лінійної моделі обґрунтовується тим, що в експериментах фактори $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, /i = \overline{1,4}/$ є величинами першого порядку малості. Апроксимація вигляду (5) одержується з функції (4) розкладанням у ряд Маклорена по $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, /i = \overline{1,4}/$ і відкиданням у цьому ряді складових вище першого порядку малості.

В подальших дослідженнях зручно ввести масштаб h для $x_i, y_i, z_i, u_i, v_i, /i = \overline{1,4}/$ і нові відповідні безрозмірні змінні $\bar{x}_i, \bar{y}_i, \bar{z}_i, \bar{u}_i, \bar{v}_i, /i = \overline{1,4}/$, які змінюються у межах ± 1 :

$$\bar{x}_i, \bar{y}_i, \bar{z}_i, \bar{u}_i, \bar{v}_i \in \{-1, 1\}$$

На рис. 2 зображена відповідна структурна схема «чорної скрині».



Кут ϕ і похибка η безрозмірні. Тоді функція регресії також безрозмірна і має вигляд

$$\eta = \sum_{i=1}^4 (\bar{a}_i \bar{x}_i + \bar{b}_i \bar{y}_i + \bar{c}_i \bar{z}_i + \bar{d}_i \bar{u}_i + \bar{e}_i \bar{v}_i), \quad (6)$$

де $\bar{a}_i, \bar{b}_i, \bar{c}_i, \bar{d}_i, \bar{e}_i, /i = \overline{1,4}/$ – безрозмірні параметри, що є величинами першого порядку малості щодо безрозмірної 1.

При визначенні впливу на похибку η неточності встановлення ніжки індикатора по осі ротора чи по радіусу будемо вважати, що неточність встановлення ніжки індикатора викликана тільки тим, що при замірі радіального биття ніжка встановлена нижче чи вище серединної лінії КП, а при замірі торцевого биття ніжка встановлена ближче чи далі від подовжньої осі ротора до серединної лінії КП. Сам ротор абсолютно точно повертається на $0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$. Тоді $\bar{x}_i \neq 0, /i = \overline{1,4}/$, а решта факторів дорівнює нулю і рівняння регресії приймає вигляд:

$$\eta = \sum_{i=1}^4 \bar{a}_i \bar{x}_i. \quad (7)$$

Аналогічний вигляд мають рівняння регресії для інших груп факторів.

Для визначення 4-х коефіцієнтів кожного фактора лінійної регресії з надлишком вистачить $2^4 = 16$ експериментів, де 2 – кількість рівнів значень параметрів фактора (ці значення 1 чи -1), 4 – кількість факторів, що приймаються до уваги.

Матриця планування 2^4 експерименту, та коефіцієнти регресії визначаються за формулами:

$$X^T = \begin{pmatrix} -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 & -1 & -1 & 1 & 1 \\ -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 & -1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & -1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \end{pmatrix}$$

$$\bar{a}_i = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} \eta_j}{N}, \quad \bar{b}_i = \frac{\sum_{j=1}^N y_{ij} \eta_j}{N}, \quad \bar{c}_i = \frac{\sum_{j=1}^N z_{ij} \eta_j}{N}, \quad \bar{d}_i = \frac{\sum_{j=1}^N u_{ij} \eta_j}{N}, \quad \bar{e}_i = \frac{\sum_{j=1}^N v_{ij} \eta_j}{N}, \quad /i = \overline{1,4}/, \quad (9)$$

де $N = 16$ – кількість експериментів;

- x_{ij} , y_{ij} , z_{ij} , u_{ij} , v_{ij} – коефіцієнти матриці планування, причому перший індекс i відповідає номеру фактора, а другий j – номеру експерименту;

T – знак транспонування.

В середовищі САПР SolidWorks створена 3D модель консольного ротора, з наступними параметрами:

- кількість ланок в роторі, $N_z = 2$;
- радіус, на якому заміряються торцеві биття КП, $R_z = 75$ мм;
- висота, на якій заміряються радіальні биття КП, $L_p = 22$ мм;
- крок повороту ланки $(k+1)$ відносно ланки k рівний $11,25^\circ$ ($N_p = 32$ – призонних болта), а точність визначення кута повороту $0,1^\circ$;
- точність заміру биття: $0,01$ мм.

В табл. 1 приведено биття КП 2-ї ланки 3D моделі ротора при ідеальній установці індикаторів після першого і другого пробних складань за умови існування лише одного кута, що дозволяється призонними болтами, при якому биття КП ланок ротора відповідають заданим обмеженням.

Таблиця 1 – Биття КП ротора на ПСС при ідеальній установці індикаторів, мм

Рівень фактора	Перше пробне складання				Друге пробне складання			
	$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\delta 3$	$\delta 4$	$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\delta 3$	$\delta 4$
0	-0,493	-0,156	1,887	0,812	0,096	-0,765	-0,689	2,195

Дійсний оптимальний кут складає $\varphi_{on} = 277,2^\circ$.

Значення коефіцієнтів рівняння регресії, розрахованих за формулами (9):

$$\bar{a}_1 = 0,319; \quad \bar{a}_2 = 4,519; \quad \bar{a}_3 = -0,41; \quad \bar{a}_4 = -4,48;$$

$$\bar{b}_1 = 0,0188; \quad \bar{b}_2 = -0,056; \quad \bar{b}_3 = -0,019; \quad \bar{b}_4 = 0,0312;$$

$$\bar{c}_1 = 1,144; \quad \bar{c}_2 = -0,73; \quad \bar{c}_3 = 1,144; \quad \bar{c}_4 = -0,73;$$

$$\bar{d}_1 = 0,056; \quad \bar{d}_2 = -0,04; \quad \bar{d}_3 = -0,06; \quad \bar{d}_4 = 0,044;$$

$$\bar{e}_1 = 0,456; \quad \bar{e}_2 = -0,87; \quad \bar{e}_3 = 0,456; \quad \bar{e}_4 = -0,87.$$

В табл. 2. приведено биття КП 2-ї ланки 3D моделі ротора при ідеальній установці індикаторів після першого і другого пробного складання за умови існування декількох кутів, що дозволяються призонними болтами, при яких биття КП ланок ротора відповідають заданим обмеженням.

Таблиця 2 – Биття КП ротора на ПСС при ідеальній установці індикаторів, мм

Рівень фактора	Перше пробне складання				Друге пробне складання			
	$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\delta 3$	$\delta 4$	$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\delta 3$	$\delta 4$
0	-0,493	-0,156	1,887	0,812	0,096	-0,765	-0,689	2,195

Дійсний оптимальний кут складає $\varphi_{on} = 235,1^{\circ}$.

Значення коефіцієнтів рівняння регресії розрахованих за формулами (9):

$$\bar{a}_1 = -0,2; \quad \bar{a}_2 = -3,75; \quad \bar{a}_3 = 0,312; \quad \bar{a}_4 = 3,675;$$

$$\bar{b}_1 = 0,025; \quad \bar{b}_2 = -0,063; \quad \bar{b}_3 = -0,013; \quad \bar{b}_4 = 0,0125;$$

$$\bar{c}_1 = -0,12; \quad \bar{c}_2 = 0,031; \quad \bar{c}_3 = -0,031; \quad \bar{c}_4 = 0,031;$$

$$\bar{d}_1 = -0,06; \quad \bar{d}_2 = 0,219; \quad \bar{d}_3 = -0,06; \quad \bar{d}_4 = -0,22;$$

$$\bar{e}_1 = 0,256; \quad \bar{e}_2 = -0,19; \quad \bar{e}_3 = 0,256; \quad \bar{e}_4 = -0,19.$$

За результатами експериментів знайдені 20 коефіцієнтів функції регресії (6) для двох випадків що досліджувались. Визначені комбінації факторів, при яких має місце найбільша абсолютна похибка розрахунку оптимального кута, занесені до таблиці 3. На рис. 3 зображено положення ніжки індикатора при цих комбінаціях.

Знайдена функція регресії завищує похибку визначення оптимального. Максимальна розбіжність значень розрахованої похибки (6) від абсолютної (4) складає:

$$\Delta\eta = \frac{\eta_{розр} - \eta_{факт}}{\eta_{розр}} \cdot 100\% = \frac{-10,9 + 8,9}{-10,9} \cdot 100\% \approx 18\%.$$

Величина похибки визначення оптимального кута не перевищує 10° . Для ротора що має 32 призонні болти, крок встановлення ланки $(k+1)$ на ланку k складає $11,25^{\circ}$. Відповідно така похибка є не суттєвою і не може впливати на результати розрахунку оптимального кута.

Таблиця 3 – Комбінації значень факторів, при яких має місце найбільша абсолютна похибка розрахунку оптимального кута

№ випадку	Значення факторів $x_1, x_2, x_3, x_4;$ $y_1, y_2, y_3, y_4;$ $z_1, z_2, z_3, z_4;$ $u_1, u_2, u_3, u_4;$ v_1, v_2, v_3, v_4	Биття КП ланок ротора, мм								Розрахований оптимальний кут φ_{on}	Цільова функція	
		При першому пробному складані				При другому пробному складані					$\eta_{факт}$	$\eta_{розр}$
		$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\delta 3$	$\delta 4$	$\Delta 3$	$\Delta 4$	$\delta 3$	$\delta 4$			
1	$++--;$ $++-+;$ $+ - + -;$ $+ - ++;$ $- + - +$	-0,642	-0,221	1,936	0,658	0,041	-0,648	-0,419	1,943	268,3	-8,9	-10,9
2	$++--;$ $++-+;$ $+ - + -;$ $+ - ++;$ $- + - +$	-0,421	0,021	1,342	-0,189	-0,082	-0,056	0,016	0,584	225,9	-9,2	-9,6

Для зменшення похибки рекомендується: використовувати індикаторні стійки; наносити на КП ланок шкали кутів повороту; використовувати поворотний складальний штапель із шкалою повороту з ціною поділки в 1° .

2. Визначення ефективності методу двох пробних складань натурним експериментом

Досліджувалась ефективність методу двох пробних складань з заміром биття КП на ПСС та на призмах по відношенню до методу довільної установки дисків з застосуванням натурної моделі ротора БДТ в лабораторії КНТУ.

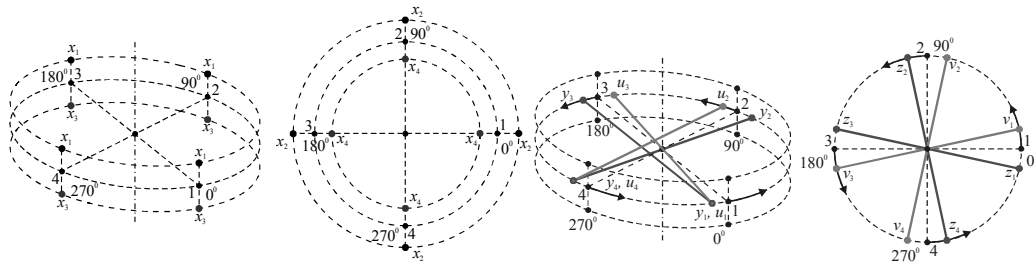


Рисунок 3 – Комбінації факторів, при яких має місце найбільша абсолютна похибка

Дослідження проводились на трьох різних роторах, що утворюють 15 роторних комплектів (описані в роботі [7]). Кожен комплект досліджувався як консольний (з заміром биття КП на ПСС) і як двоопорний (з заміром биття КП на призмах).

В рамках експерименту:

1. Ротор перший раз складався на монтажному столі з довільним взаємним розворотом ланок, це – складання ротора за методом довільної установки дисків.
2. Замірялися досягнуті биття КП ланок ротора спочатку на ПСС, а потім на призмах.
3. Розраховувався функціонал якості першого пробного складання.
4. Згідно з ОСТ 1.41672-77 наносилась розмітка на ланки ротора.
5. Ротор пробно складався другий раз.
6. Дані про тип ротора, вид складання та досягнуті биття заносились до програми на ПЕОМ [5]. Розраховувалися оптимальні кути поворотів ланок.
7. Ротор складався 3-й раз – остаточно з оптимальним взаємним розворотом ланок.
8. Замірялися досягнуті биття при оптимальному складанні.
9. Розраховувався функціонал якості оптимального складання ротора.
10. Розраховувалась ефективність за формулою:

$$\Delta Q = Q_{\text{овд}} / Q_{2\text{nc}} ,$$

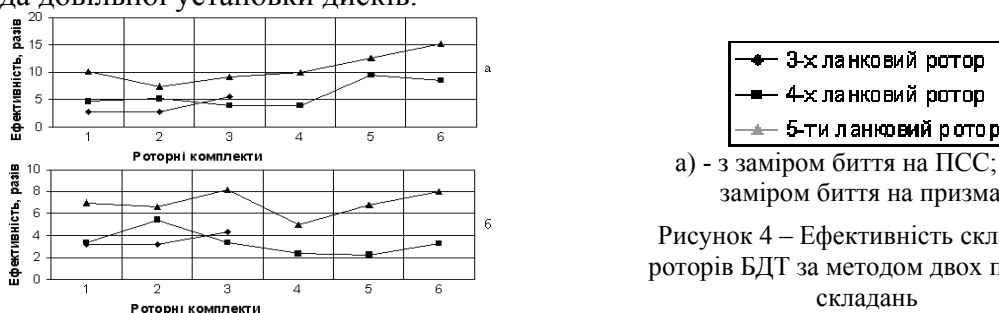
де $Q_{\text{овд}}$ – функціонал якості ротора складеного за методом довільної установки дисків;

$Q_{2\text{nc}}$ – функціонал якості ротора складеного за методом двох пробних складань.

Зауважимо, що перших 3 пункти експерименту відповідають складанню ротора методом довільної установки дисків.

В таблиці 4 приведено функціонали якості першого та оптимального пробних складань при замірі биття КП на ПСС та на призмах натурних моделей роторів БДТ що складаються з трьох, чотирьох та п'яти ланок.

На рисунку 4 приведено графіки ефективності складання роторів БДТ за методом двох пробних складань замірі биття КП на ПСС та на призмах по відношенню до метода довільної установки дисків.



Таблиця 4 – Ефективність методу двох пробних складань з заміром биття на ПСС та на призмах

Роторний комплект	Метод двох пробних складань з заміром биття на ПСС			Метод двох пробних складань з заміром биття на призмах		
	$Q_{двд}$	$Q_{2пс}$	ΔQ	$Q_{двд}$	$Q_{2пс}$	ΔQ
Ротор що складається з трьох ланок						
РК№11	3,51961	1,25661	2,8	3,08138	0,9349	3,2
РК№12	3,51961	1,25661	2,8	3,00232	0,92604	3,2
РК№13	4,95923	0,90164	5,5	1,84831	0,42456	4,3
Ротор що складається з чотирьох ланок						
РК№21	12,90168	2,71859	4,6	3,68636	1,02421	3,4
РК№22	13,51388	2,53144	5,2	6,46606	1,19204	5,4
РК№23	11,75844	2,93737	4	3,68178	1,08176	3,4
РК№24	7,10894	1,76107	4	3,518	1,49327	2,3
РК№25	9,65708	1,02029	9,5	3,1312	1,41062	2,2
РК№26	9,39708	1,12343	8,4	3,98165	1,19256	3,3
Ротор що складається з п'яти ланок						
РК№31	17,84395	1,74539	10,2	11,6576	1,66251	7
РК№32	16,08908	2,14257	7,5	13,11416	1,96972	6,6
РК№33	21,03679	2,291035	9,2	11,39824	1,36929	8,2
РК№34	19,61597	1,93738	10	11,49628	2,30366	5
РК№35	17,34457	1,38086	12,6	10,083	1,47524	6,8
РК№36	25,53219	1,67636	15,2	11,69178	1,47201	8

Висновки. Виділено основні фактори (параметри), що впливають на розрахунок оптимальних кутів взаємного розвороту ланок ротора методом двох пробних складань.

Визначена комбінація значень факторів, при яких має місце найбільша абсолютна похибка розрахунку оптимального кута. Встановлено, що знайдена функція регресії завищує похибку визначення оптимального кута не більше, ніж на 18%, а величина похибки визначення оптимального кута не перевищує 10°. Така похибка не може впливати на результати розрахунку оптимальних кутів за методом двох пробних складань натурального ротора.

Для зменшення похибок визначення оптимальних кутів рекомендується: використовувати індикаторні стійки; наносити на КП ланок шкали кутів повороту; використовувати поворотний складальний штапель із шкалою повороту з ціною поділки в 1°.

Визначена ефективність методів двох пробних складань з заміром биття КП на ПСС та на призмах в реальних умовах.

Експериментально встановлено, що биття КП ротора складеного за методом двох пробних складань з заміром биття на ПСС до 15 разів, а на призмах до 8 разів менші, ніж у ротора складеного за методом довільної установки дисків.

Список літератури

1. СОУ-Н МПП 49.050-074:2006. Складання роторів газотурбінних двигунів барабанно-дислової конструкції методом двох пробних зборок / Е.В.Кондратюк, В.А.Тітов, Г.Б.Філімоніхін // Настанова Міністерства промислової політики України, 2006. – 32 с.
2. Патент № 33372 Україна. Спосіб складання ротора газотурбінного двигуна / Кондратюк Е.В., Пейчев Г.І., Тітов В.А., Тривайло М.С. Філімоніхін Г.Б. – опубл. 25.06.2008, бюлетень № 12.
3. Тітов В.А. Забезпечення ресурсу та експлуатаційної надійності виробів машинобудування технологічними методами - науковий напрямок кафедри МПМ та РП НТУУ «КПІ» / В.А.Тітов //

- Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». Серія «Машинобудування». – 2010. № 60. – С. 25-32.
4. Кравченко И.Ф. Сборка роторов ГТД барабанно-дискового типа: типовые процессы, алгоритмы расчетов: Монография / И.Ф.Кравченко, Э.В.Кондратюк, В.А.Титов, Г.Б.Филимонихин, Г.И.Пейчев, А.Я.Качан. – Киев: КВИЦ, 2011. – 197 с.
 5. Філімоніхін Г.Б. Складання двоопорних роторів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних складань / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // 9й міжнародний симпозиум українських інженерів-механіків у Львові. Тези доповідей. Національний університет "Львівська політехніка", Львів. - 2009. –С 73-74.
 6. Філімоніхін Г.Б. Складання двоопорних роторів барабанно-дискової конструкції методом двох пробних складань з заміром биттів на призмах / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // Збірник наукових праць КНТУ, 2009, Вип. 22. – С. 206–210.
 7. Філімоніхін Г.Б. Стенд для дослідження процесу складання роторів барабанно-дискової конструкції / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха //Збірник наукових праць КНТУ, 2010, вип. 22. – С. 206–210.
 8. Філімоніхін Г.Б. Технологія складання роторів барабанно-дискового типу методом двох пробних складань із заміром биття на призмах / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // Друга міжнародна наукова конференція студентів, аспірантів та молодих вчених "Інженерна механіка та транспорт 2011". Тези доповідей. Національний університет "Львівська політехніка", Львів. – 2011. – С. 83-84.
 9. Філімоніхін Г.Б. Використання 3D моделі ротора барабанно-дискового типа для апробації технології складання роторів ГТД методом двох пробних складань / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // Сьома міжнародна науково-практична конференція "Математичне та імітаційне моделювання систем МОДС 2012". Тези доповідей. Чернігів-Жукин. -2012. – С.152 – 155.
 10. Філімоніхін Г.Б. Апробації технології складання роторів ГТД БДТ за методом двох пробних складань із застосуванням 3D моделювання / Г.Б.Філімоніхін, А.Ю.Невдаха // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць., 2012, №34. – С. 34 – 41.
 11. Налимов В.В. Теория эксперимента // Физико-математическая библиотека инженера: М.: Наука, 1971. – 208 с.
 12. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента // Металургия, 1968. – 155 с.
 13. Ермаков С.М. Математическая теория планирования эксперимента / Ермаков С.М., Бродский В.З., Жиглявский А.А., и др. – М.: Наука, 1983. – 392 с.

A. Невдаха

Определение влияния неточности замера биений КР звеньев ротора БДТ на расчет оптимальных углов относительного поворота звеньев и эффективности метода двух пробных сборок

Многофакторным экспериментом, с использованием 3D модели ротора смешанного типа, исследуется влияние на погрешность определения оптимальных углов поворота деталей ротора неточностей измерения биений его контрольных поверхностей. За результатами исследований разработаны рекомендации по уменьшению указанной погрешности.

При помощи натурной модели ротора определяется эффективность метода двух пробных сборок по отношению к способу произвольной установки дисков.

A. Nevdakha

Determination of influencing of inaccuracy of measuring of beating of KP links of rotor of BDT on computation of optimum corners of relative turn of links and efficiency of method of two trial assembling

Impact on the accuracy of determining the optimal angles of rotation of the rotor's parts, metering the inaccuracies beating of its control surfaces investigated by using a multifactor experiment with a 3D model of the rotor. According to the research develops recommendations to reduce the specified error.

At the help of model of rotor is determined efficiency of method of two trial assembling in relation to the method of the arbitrary setting of disks.

Одержано 24.10.12

УДК 631.354.2.

С. В. Пустовіт, асп.

Житомирський національний агроекологічний університет

Теоретичне обґрунтування винесення вільного зерна з решіт очищення в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна

Викладено теорію винесення вільного зерна з решіт очистки в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна.

циркуляція, закономірність, цикл, травмування

Постановка проблеми. Аналіз стану механізації збирання зернових культур показав, що найближчим часом домінуючими залишаться комбайнові способи збирання зернових культур. Тому наукові дослідження і конструкторські розробки спрямовані на подальше підвищення пропускної спроможності комбайнів, яка значною мірою залежить від конструктивних і режимних параметрів очищення.

Із збільшенням кількості циклів зростає шлях проходження вільно обмолоченого зерна в технологічній схемі зернозбирального комбайна, кількість механічних дій на нього і подача на повторний обмолот призводять до збільшення рівня травмування і втрат. Для усунення цього недоліку в технологічній схемі зернозбирального комбайна слід провести теоретичне обґрунтування винесення обмолоченого зерна з решіт очистки в камеру колосового шнека.

Тому проведення теоретичного обґрунтування винесення обмолоченого зерна з решіт очистки в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна, є актуальним.

Аналіз результатів останніх досліджень. На даний час є велика кількість наукових праць, пов'язаних з вивчення закономірності циркуляції вільно обмолоченого зерна за рахунок винесення його в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна.

Дослідженнями [1], [2], [3] встановлено, що маса циркулюючого вороху знаходиться в межах 7-15% від хлібної маси, що поступає в молотарку комбайна. Вміст вільно обмолоченого зерна в вороху циркулюючого навантаження досягає 50%, а при збиранні на горбистих полях з похилістю схилу вище 8° в камеру колосового шнека поступає від 40 до 90% усього обмолоченого зерна.

Мета досліджень. Метою роботи являється теоретичне обґрунтування винесення вільного обмолоченого зерна з решіт очистки в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна.

Виклад основного матеріалу. Зерновий ворох, що поступає на очищення зернозбирального комбайна з молотильного пристрою і соломотряса по транспортній дошці, є багатокомпонентною сумішшю, що складається з необмолочених колосів, вільного зерна і незернової частини - полови. Компоненти вороха розрізняються між собою як за аеродинамічними властивостями, так і по розмірах, а їх співвідношення в воросі залежить від виду культури, фізико-механічних властивостей хлібної маси, конструктивних і режимних параметрів молотильно-сепаруючих пристроїв.

На сепарацію зерна при повітро-решітних очищеннях впливають величина і рівномірність подачі вороха, склад його компонентів, вологість зерна і незернової частини, конструктивні і режимні параметри очищення.

Зерновий ворох, що сходить з транспортної дошки, поступає на верхнє решето очищення, де він розділяється в результаті спільної дії повітряного потоку і коливань решета. При цьому половина відноситься повітряним потоком за межі очищення, необмолочені колоски сходять з верхнього решета і поступають на подовжувач, а вільне зерно з частиною незернових домішок прокидається на нижнє решето. Частина вільного зерна разом з необмолоченими колосами поступає з верхнього решета на подовжувач. При цьому велика частина вільного зерна і необмолочених колосів прокидається через подовжувач і поступає в камеру колосового шнека, а та, що залишилася, сходить разом з половиною в копичник і втрачається.

Розглянемо процес вступу обмолоченого зерна з очищення в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна.

Загальна кількість вільного зерна, що поступає в камеру колосового шнека з очищення комбайна, можна виразити рівнянням:

$$Y_K = Y_2' + Y_{\Delta}' L_1 + Y_3, \quad (1)$$

Головною причиною сходу вільного зерна в камеру колосового шнека є незавершеність процесів сепарації на верхньому і нижньому решетах.

Найбільш прийнятним для розрахунку кількості зерна, що поступає з решіт очищення в колосовий шнек, являється закон сепарації, запропонований М. Н. Летошневим [2] і що є експоненціальною залежністю

$$Y = Y_0 \cdot e^{-\mu L}, \quad (2)$$

де Y_0 - подача вороха на початок решета;

μ - коефіцієнт сепарації;

L - довжина решета.

Присутній в цьому рівнянні коефіцієнт сепарації можна визначити по виразу, запропонованому И.Ф. Василенка:

$$\mu = \frac{\alpha \beta}{V_{cp} \cdot t}, \quad (3)$$

де α - ймовірність просіювання зерна через решето;

β - ймовірність просіювання зерна через решітку сепаратора;

V_{cp} - середня швидкість переміщення ворох по довжині сепаратора;

t - проміжок часу.

Коефіцієнт сепарації зерна можна представити як:

$$\mu = f(L), \quad (4)$$

Для обчислень приймемо середній приведений коефіцієнт сепарації зерна для решіт, що має постійне значення.

Використовуючи закон сепарації (2), знайдемо кількість вільного зерна, що поступає з очищення в колосовий шнек зернозбирального комбайна, що складається із зерна, яке пройшло через подовжувач, винесеного з міжрешітного простору і такого, що зійшло з нижнього решета.

Кількість зерна, що поступає в камеру колосового шнека з подовжувача верхнього решета, можна представити рівнянням:

$$Y_2' = Y_1 - Y_2, \quad (5)$$

де Y_1 - схід зерна з верхнього решета;

Y_2 - схід зерна з подовжувача в копичник (втрати).

Згідно рівнянню (2)

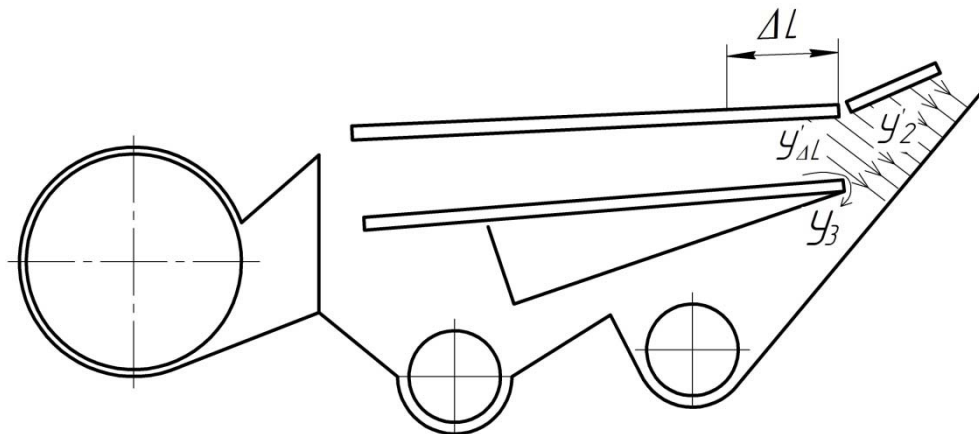
$$Y_1 = Y_0 \cdot e^{-\mu_1 L_1}; \quad (6)$$

$$Y_2 = Y_1 \cdot e^{-\mu_2 L_2}; \quad (7)$$

де μ_1, μ_2 - коефіцієнти сепарації відповідно для верхнього решета і подовжувача;

L_1 - довжина верхнього решета;

L_2 - довжина подовжувача.



$Y_{\Delta L_1}'$ - виніс із міжрешітного простору; Y_2' - прохід через подовжувач; Y_3 - схід із нижнього решета.

Рисунок 1 – Зони сходу обмолоченого овороху з очищення комбайна в камеру колосового шнека

Підставивши в рівняння (5) значення Y_1 і Y_2 із рівняння (6) і (7), отримаємо:

$$Y_2' = Y_0 \cdot e^{-\mu_1 L_1} \cdot (1 - e^{-\mu_2 L_2}), \quad (8)$$

Кількість зерна $Y_{\Delta L_1}'$, що просипалося через задню частину верхнього решета на довжині ΔL_1 , можна визначити із рівняння:

$$Y_{\Delta L_1}' = Y(L_1 - \Delta L_1) - Y_1, \quad (9)$$

де $Y(L_1 - \Delta L_1)$ - схід зерна з верхнього решета довжиною $L_1 - \Delta L_1$ коли воно ще не виноситься із міжрешітного простору в камеру колосового шнека.

Величина ΔL_1 визначається траєкторією польоту зернівки в міжрешітному просторі і її значення визначено В.И. Оробинским [3].

Згідно рівнянню (2)

$$Y(L_1 - \Delta L_1) = Y_0 \cdot e^{-\mu_1(L_1 - \Delta L_1)}. \quad (10)$$

Підставляючи в рівняння (9) значення із рівнянь (6) и (7) отримаємо:

$$Y_{\Delta} L_1 = Y_0 \left(e^{-\mu_1(L_1 - \Delta L_1)} - e^{-\mu_1 L_1} \right). \quad (11)$$

Схід вільного зерна в камеру колосового шнека з нижнього решета визначається закономірністю сепарації на ньому.

Виходячи з рівняння (2), на ділянці X (рис. 2) з верхнього решета на нижнє поступить слідуєча кількість зерна:

$$Y_1' = Y_0 \cdot (1 - e^{-\mu_1 x}). \quad (12)$$

Диференціюючи рівняння (12), отримаємо формулу, що характеризує інтенсивність сепарації на довільній елементарній ділянці по довжині верхнього решета:

$$\frac{dY_1'}{dx} = Y_0 \cdot \mu_1 \cdot e^{-\mu_1 x}. \quad (13)$$

Тоді кількість зерна, що просипалось на ділянці dx з верхнього решета на нижнє, являє собою завантаження нижнього решета на даній ділянці:

$$dY_1' = Y_0 \cdot \mu_1 \cdot e^{-\mu_1 x} \cdot dx. \quad (14)$$

В процесі подальшої сепарації на ділянці dx на нижньому решеті із даного зерна залишиться:

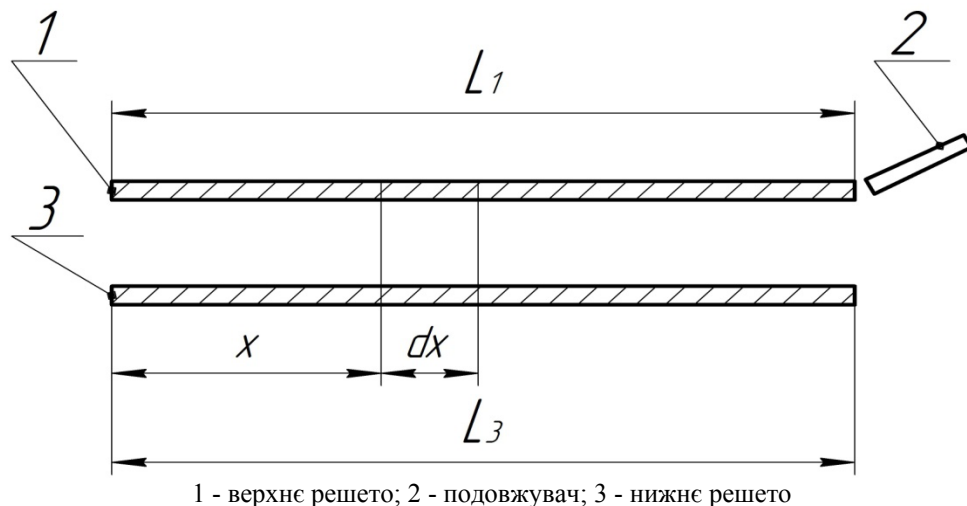
$$dY_3 = dY_1' \cdot e^{-\mu_3(L_3 - x)}, \quad (15)$$

що є сходом зерна з нижнього решета на цій ділянці. Проінтегрував даний вираз, ми отримаємо загальну кількість зерна, що зійшло з нижнього решета в колосовий шнек, :

$$Y_3 = \int_0^{L_1} dY_1' \cdot e^{-\mu_3(L_3 - x)}. \quad (16)$$

Підставивши у рівняння (16) значення dY_1' із (14), отримаємо:

$$Y_3 = \int_0^{L_1} Y_0 \cdot \mu_1 \cdot e^{-\mu_1 x} \cdot e^{-\mu_3(L_3 - x)} \cdot dx. \quad (17)$$



1 - верхнє решето; 2 - подовжувач; 3 - нижнє решето

Рисунок 2 – До визначення сходу обмолоченого вороху з нижнього решета

Після інтеграції вираз (17) матиме вигляд:

$$Y_3 = Y_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_3 - \mu_1} \cdot (e^{-\mu_3(L_3 - L_1)} - e^{-\mu_1 L_1}). \quad (18)$$

У випадку, коли $L_1 = L_3 = L$, отримаємо:

$$Y_3 = Y_0 \cdot \frac{\mu_1}{\mu_3 - \mu_1} \cdot (e^{-\mu_1 L} - e^{-\mu_3 L}). \quad (19)$$

Таким чином, ми отримали рівняння, що дозволяє визначити схід зерна з нижнього решета в камеру колосового шнека при відомих коефіцієнтах сепарації зерна для решіт.

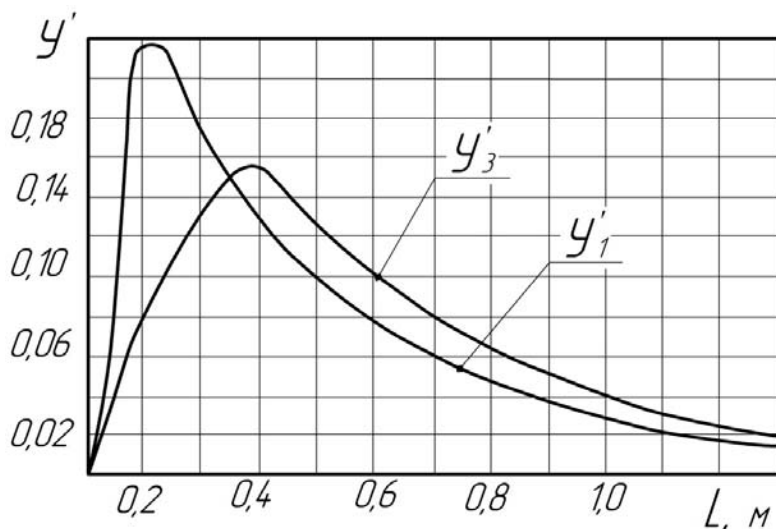


Рисунок 3 – Розрахункова сепарація зерна по довжині верхнього і нижнього решіт

З даних, показаних на рис. 3, видно, що із збільшенням довжини решіт кількість зерна, що прокидалося, на одиничній ділянці спочатку різко збільшується, досягає максимуму і починає плавно знижуватися. Це пояснюється тим, що в конструкції

очищення є перепад між транспортною дошкою і верхнім решетом, а також між решетами. Зерно, що прокидається через пальцеву гребінку, а також через верхнє решето під впливом повітряного потоку здійснює падіння по траєкторії, характерній для тіл, кинутих горизонтально. Тому максимум завантаження решіт виявляється зміщеним від початку, причому для нижнього решета величина цього зміщення більше із-за більшої величини перепаду.

Як впливає з даних на рис.3, сепаруюча здатність нижнього решета більше ніж верхнього, оскільки при його довжині понад 0,25м кількість зерна, що прокидалося на елементарній ділянці вище, тому його можна довантажити зерном, що сходить з верхнього решета подовжувача і що виноситься повітряним потоком з міжрешітного простору.

Висновок. Аналітичні залежності для визначення виходу компонентів вороха в камеру колосового шнека проходом через подовжувач верхнього решета, винесенням з міжрешітного простору і сходом з нижнього решета показують, що вихід їх зменшується із збільшенням сепаруючої поверхні.

Параметри кінематики сучасних зернозбиральних комбайнів в ході їх розвитку оптимізовані на базі великого наукового і практичного досвіду, змінювати кінематичний режим роботи очищення, на наш погляд, недоцільно, тому для підвищення ефективності очистки за умови збереження її принципової технологічної схеми можливо в основному за рахунок збільшення довжини сепаруючих поверхонь.

Проведені теоретичні дослідження показують, що знизити рівень травмування і втрати зерна можна за рахунок підвищення ефективності і якості роботи очищення зернозбирального комбайна.

Одним з істотних шляхів зниження ймовірності виходу вільно обмолоченого зерна в камеру колосового шнека, на нашу думку, являється правильне обґрунтування параметрів нижнього жалюзійного решета очищення зернозбирального комбайна.

Список літератури

1. Урайкин В.М. Влияние циркулирующих нагрузок на качество работы молотильно-сепарирующих устройств комбайнов / В.М. Урайкин, М.Г. Стеничев // Научн. тр. ЧИМЭСХ. – 1976. – Вып.95. – С.22-31.
2. Шпокас Л. Исследование работы колосового элеватора СК-5 «Нива» на холмистых полях / Л. Шпокас // Научн. тр. Латв. С.-х. акад. Вильнюс: Мокслас. 1980. – Вып. XXVI. 3 (32). – С. 24-36.
3. Оробинский В.И. Влияние режимов работы очистки комбайна на потери и травмирование зерна при уборке / В.И. Оробинский // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2005. - №2. – С. 6-7.
4. Алферов С.А. Обмолот и сепарация зерна в молотильных устройствах как единый вероятностный процесс / С.А. Алферов, В.С. Брагинцев // Тракторы и сельхозмашины. – 1972. – № 4. – С. 23-26.

С. Пустовит

Теоретическое обоснование выноса свободного зерна с решет очистки в камеру колосового шнека зерноуборочного комбайна

Изложено теорию выноса свободного зерна с решет очистки в камеру колосового шнека зерноуборочного комбайна

S. Pustovit

The determination of the heap circulation in the machine cutting unit's thresher

The theory of taking away of free grain is expounded from the sieves of cleaning in the chamber of ear shneka of combine harvester.

Одержано 22.10.12

УДК 621.316

А.В. Веремеєнко, інж

Київський національний університет будівництва і архітектури

Моделирование электромеханических тяговых характеристик линейного асинхронного двигателя с фазным бегуном

В статье представлен коаксиально-линейный асинхронный двигатель с фазным вторичным элементом (КЛАД-Ф-ВЭ), который находит широкое применение в современном автоматизированном электроприводе в сельскохозяйственном производстве (измельчители и дробилки кормов, соломосилосорезки и др.) Предложен стенд для испытания КЛАД-Ф-ВЭ и определения электромеханических тяговых характеристик в заторможенном режиме. Разработана математическая модель КЛАД-Ф-ВЭ в виде схемы замещения с учетом влияния “краевого эффекта” на тяговые характеристики. Получено математическое выражение электромагнитного тягового усилия, развиваемого КЛАД-Ф-ВЭ на основании разработанной схемы замещения двигателя в заторможенном режиме. В результате теоретических и экспериментальных данных, представленных в данной работе, получены электромеханические тяговые характеристики.

линейный асинхронный двигатель (ЛАД), электромеханические тяговые характеристики, фазный бегун, магнитная индукция

Введение. Линейные асинхронные двигатели, за счет особенностей своей конструкции, характеристик и относительной простоты и дешевизны, нашли широкое использование в исполнительных механизмах сельскохозяйственного производства (соломосилосорезки РСС-6,0 с электродвигателем Л02-52-4, измельчители кормов с электродвигателем А02-71-4, дробилки кормов КДУ-2 с электродвигателем А02-72-4 и др.) и проч., которые нуждаются в линейном перемещении с необходимой величиной и законом изменения тягового усилия. Электроприводы, в состав которых входят линейные электродвигатели (ЛЕД), в состоянии, на основе достижений электроники и микропроцессорной техники, решать задачи автоматизации производственных процессов в сельском хозяйстве. Электрификация промышленности, транспорта, сельского хозяйства и быта населения, обуславливает необходимость применения разнообразного электрического оборудования. Одним из основных видов этого оборудования являются линейные асинхронные двигатели.

Анализ результатов исследований позволил прийти к выводам, что существующие математические модели линейных асинхронных двигателей не позволяют адекватно описывать процессы в них из-за невозможности устранить влияние краевого эффекта, который возникает вследствие конструктивных особенностей двигателей данного типа.. Поэтому направление исследований следует считать актуальным.

Анализируя существующие виды линейных асинхронных двигателей [1,2,3,4,5], надо отметить, что практически не исследованы коаксиально-линейные асинхронные электродвигатели с фазным вторичным элементом (бегуном) (КЛАД-Ф-ВЭ). Из-за конструктивных особенностей линейного асинхронного двигателя магнитная система ЛАД имеет разрыв на краях магнитопровода статора, который вызывает несимметрию токов во вторичном контуре (бегуне) [8]. Это явление назвали "краевым эффектом"

[1,2,3,4,6]. "Краевой эффект" отрицательно действует на энергетические параметры ЛАД [9]. Экспериментальные исследования ЛАД в двигательном режиме показали низкий коэффициент полезного действия, не превышающий 50% [2,3,8].

Было предложено ряд методов по ослаблению влияния "краевого эффекта" на энергетические параметры ЛАД, например: увеличение числа пар полюсов, воздушного зазора между индуктором статора и вторичным элементом, сопротивления во вторичном контуре двигателя, а также применение компенсационных обмоток [1,3,4,7]. На практике эти методы по устранению влияния "краевого эффекта" на энергетические параметры ЛАД не были реализованы в полной мере из-за сложности технического решения при построении стендов для испытания ЛАД и самих двигателей [2,3].

Предложенные методики и стенды для испытания ЛАД недостаточно эффективны. Например, стенды в дисковом исполнении вторичного элемента ЛАД со сплошным токовым слоем вносят погрешность при определении параметров электромеханических характеристик из-за неравномерного распределения тангенциальных и радиальных усилий по радиусу вращающегося диска ВЭ [2,3,4]. Стенды для испытания ЛАД [8] с кусочно-линейным бегом, замкнутым в бесконечную цепь, электрический контур которого выполнен в виде короткозамкнутой "лестничной клетки", также имеют недостатки. Испытания ЛАД на данном стенде показали, что полученные электромеханические тяговые характеристики имеют провал в зоне скольжения $s=0.5$. Это явление также обусловлено конструктивными особенностями магнитопроводов статора и бегуна, а именно разрывом как в первичном, так и во вторичном контуре магнитной цепи, которая явно влияет на несимметрию токов в бегуне [7,8,9].

В работе [10] были предложены модели и методы косвенного определения электромеханических тяговых и рабочих характеристик ЛАД. Построение электромеханических тяговых и рабочих характеристик ЛАД осуществлялось по результатам статических испытаний путем помещения ВЭ в индуктор двигателя с различными сопротивлениями вторичного контура. За основу данной математической модели была принята эквивалентная схема замещения ЛАД, на основе которой было получено выражение электромеханической тяговой характеристики $F=f(V)$:

$$F_i = \frac{mI^2 21 (R_{эмi} + R_{KF_i})}{2\tau f_H}. \quad (1)$$

Однако эта математическая модель и предложенный стенд для испытания ЛАД [10] не дали полной картины физического процесса работы двигателя при получении электромеханических тяговых характеристик ЛАД и его энергетических параметров, так как не было возможности при определении параметров электромеханических характеристик ЛАД устранить несимметрию токов во вторичном контуре, т.е. влияние "краевого эффекта".

Таким образом, с целью улучшения методики расчета электромеханических характеристик и энергетических параметров ЛАД следует провести исследования по усовершенствованию математической модели, учитывающей влияние "краевого эффекта" на электромеханические характеристики (а также ослабление влияния его на энергетические параметры двигателя) и по усовершенствованию стенда для испытания линейного асинхронного электродвигателя.

Теоретические и экспериментальные исследования. Для усовершенствования математической модели работы ЛАД и методики испытания двигателя в качестве объекта испытания предлагается коаксиально-линейный асинхронный двигатель с фазным бегом [11], конструктивные особенности которого позволяют изменять

сопротивление во вторичном контуре в широком диапазоне и регулировать фазные токи в нем.

На рис.1 представлена физическая модель коаксиально-линейного асинхронного электродвигателя (КЛАД-Ф-ВЭ), который состоит из статора (индуктора) 1 и вторичного элемента (бегуна) 4, а на рис.2 схематично изображен коаксиально-линейный асинхронный электродвигатель с фазным вторичным элементом (бегуном). Индуктор состоит из: магнитопровода статора 2, выполненного из электротехнической стали; трехфазной обмотки 3, выполненной в виде катушек и уложенной в пазовую полость индуктора, а также клеммной колодки статора 4. Бегун (вторичный элемент) состоит из: магнитопровода 5, выполненного из стали в виде цилиндрического стержня 6; трехфазной обмотки 7, изготовленной в виде катушек и помещенных в пазовую полость, а также клеммной колодки (бегуна) 8. Конструктивные и электромеханические параметры КЛАД-Ф-ВЭ представлены в табл. 1.

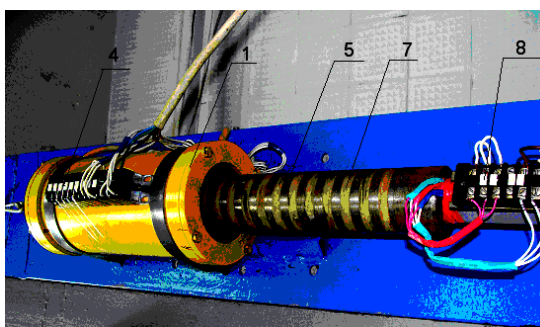


Рисунок 1 - Коаксиально-линейный асинхронный электродвигатель с фазным вторичным элементом (бегуном)

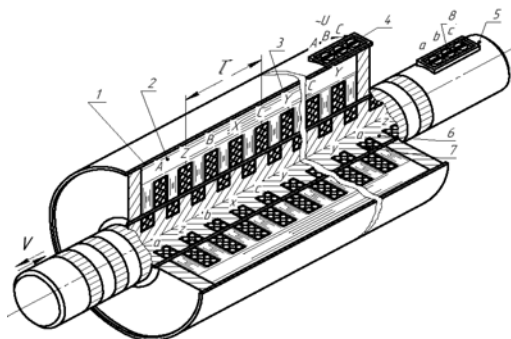


Рисунок.2 - Схематическое изображение коаксиально-линейного асинхронного электродвигателя с фазным вторичным элементом (бегуном).

Таблица 1 - Конструктивные и электромеханические параметры КЛАД Ф-ВЭ

№	Наименование параметров	Обозначение	Значение	Ед. измерения
1.	Номинальная мощность	P_2	1.5	КВт
2.	Подведенное напряжение	U_{ϕ}	127	В
3.	Частота сети	f	50	Гц
4.	Пусковой ток	I_{π}	10	А
5.	Электромагнитное тяговое усилие	$F_{эм}$	300	Н
6.	Масса статора	m_1	19.2	Кг
7.	Масса бегуна	m_2	13.6	Кг

Продовження таблиці 1

8.	Немагнитный зазор	δ	2.5	Мм
9.	Полюсное деление	τ	0,063	М
10.	Количество витков в фазе статорной обмотки	W_1	80	ВИТКОВ
11.	Количество витков в фазной части обмотки бегуна	W_2	200	ВИТКОВ
12.	Сечение проводника в статорной обмотке	$\Delta S_{ст}$	1.12	мм ²
13.	Сечение проводника в фазной обмотке бегуна	$\Delta S_{фч}$	0.69	мм ²

Коаксиально-линейный асинхронный электродвигатель работает следующим образом. При подаче переменного тока на обмотку статора 3 возникает магнитный поток, который своими магнитными силовыми линиями пересекает обмотки вторичного элемента (бегуна) 5, создавая при этом в контуре индукционный ток, а следовательно, и магнитный поток. В результате потокоцепления двух магнитных потоков статора и бегуна создается электромагнитное тяговое усилие F , которое воздействует на бегун со скоростью V_1 . Скорость перемещения бегуна V при этом отстаёт на скольжение s :

$$V = V_1(1-s), \quad (2)$$

где $V = 2\tau f$ - скорость бегущего магнитного поля статора, м/с;

τ - полюсное деление, м;

f - частота питания сети, Гц;

s - скольжение.

В работе [8] предложена математическая модель, которая учитывает несимметрию токов во вторичном контуре при непрерывном перемещении бегуна. Эта математическая модель представлена в виде схемы замещения линейного асинхронного электродвигателя на рис.3.

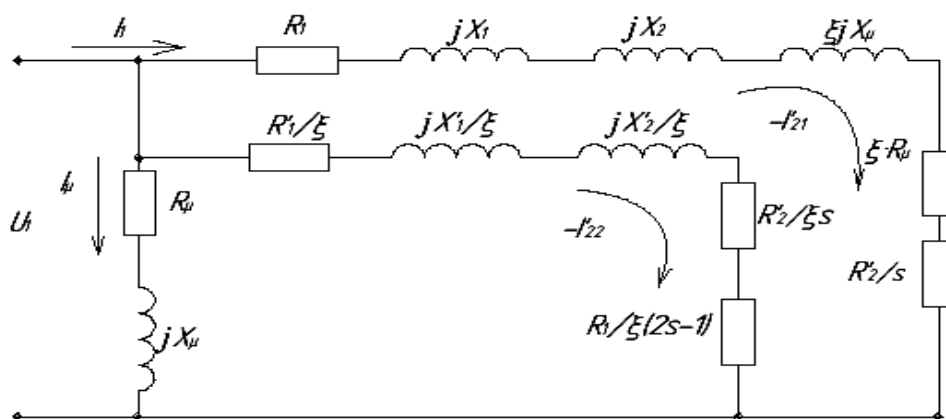


Рисунок 3 - Схема замещения линейного асинхронного электродвигателя

На основании схемы замещения (рис.3) было предложено математическое выражение электромагнитного тягового усилия, развиваемого ЛАД :

$$F_{em} = \frac{m_1 U_1^2 R_2' / s}{V_1 ((R_1 + R_2' / s + \xi R_\mu)^2 + (X_1 + X_2' + \xi X_\mu)^2)} + \xi \frac{m_1 U_1^2 (R_2' / s + R_1 / (2s - 1))}{V_1 ((R_1 + R_2' / s + R_1 / (2s - 1))^2 + (X_1 + X_2')^2)}, \quad (3)$$

где m_1 - число фаз;

U_1 - подводимое напряжение, В;

R_1 - активное сопротивление обмотки индуктора (статора), Ом;

R_2' - приведенное сопротивление вторичного контура (бегуна);

X_1 - индуктивное сопротивление индуктора (статора), Ом;

X_2' - приведенное сопротивление вторичного контура, Ом;

X_μ - индуктивное сопротивление намагничивающего контура, Ом;

R_μ - активное сопротивление намагничивающего контура, Ом;

ξ - коэффициент несимметрии вторичного контура $\xi = f/2p$;

где p - число пар полюсов.

Данное выражение (3) описывает математическую модель электромеханической тяговой характеристики работы ЛАД при работе машины в двигательном режиме, т.е. при непрерывном перемещении бегуна $F=f(s)$. Такая модель недостаточно эффективна при определении параметров электромеханических тяговых характеристик экспериментальным путем из-за сложности изготовления стенда, как это отмечалось в работах [3,4,8,10]. Если конструктивные особенности КЛАД-Ф-ВЭ (см.рис.1,2) позволяют подключать дополнительные сопротивления и регулировать добавочное сопротивление в широких диапазонах, то в этом двигателе используется методика [10] по снятию электромеханических характеристик косвенным путем, то есть в заторможенном режиме. Предлагается математическая модель, которая представлена в виде схемы замещения линейного асинхронного электродвигателя с фазным вторичным элементом (бегуном) в заторможенном режиме (рис.4).

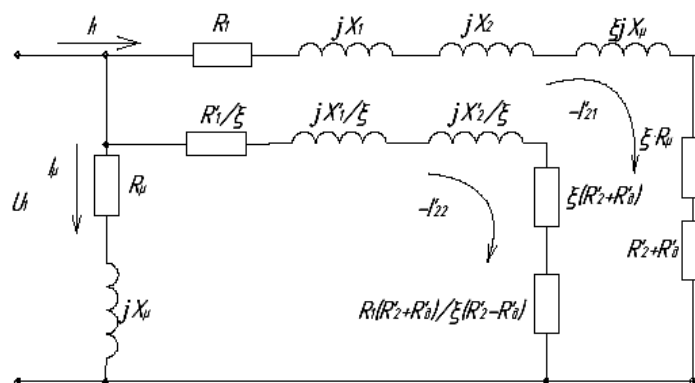


Рисунок 4 - Эквивалентная схема замещения линейного асинхронного электродвигателя в заторможенном режиме

Здесь выражение $\frac{R_2'}{R_2' + R_0'}$ отражает величину скольжения s , а R_0' -

приведенное добавочное сопротивление, включенное во вторичный контур бегуна, Ом. Тогда выражение электромагнитной тяговой характеристики коаксиально-линейного асинхронного электродвигателя с фазным вторичным элементом (бегуном) примет вид:

$$F = \frac{m_1 U_1^2 R_2' + R_\partial'}{V_1 (R_1 + R_2' + R_\partial' + \xi R_\mu)^2 + (X_1 + X_2' + \xi X_\mu)^2} + \xi \frac{m_1 U_1^2 \left(R_2' + R_\partial' + \frac{R_1 (R_2' + R_\partial')}{(R_2' - R_\partial')} \right)}{V_1 \left(R_1 + R_2' + R_\partial' + \frac{R_1 (R_2' + R_\partial')}{(R_2' - R_\partial')} \right)^2 + (X_1 + X_2')^2} \quad (4)$$

Схема замещения на основании вышеизложенного примет следующий вид (рис. 5).

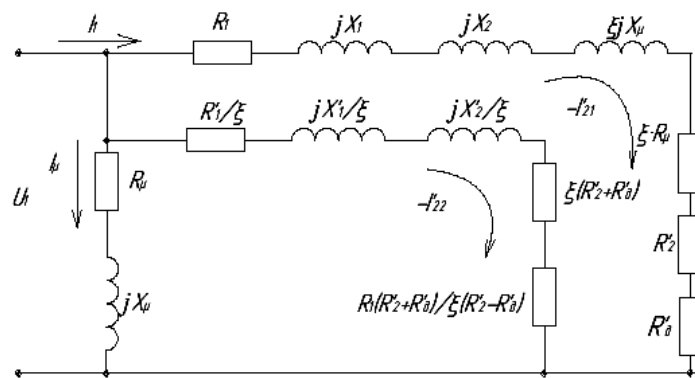


Рисунок 5 - Эквивалентная схема замещения КЛАД-Ф-ВЭ

График зависимости электрохимической тяговой характеристики коаксиально-линейного асинхронного двигателя $s=f(F_{эм}^*)$ представлен на рис.6 в относительных единицах. Здесь $F_{эм}^* = F_{эм}/F_H$.

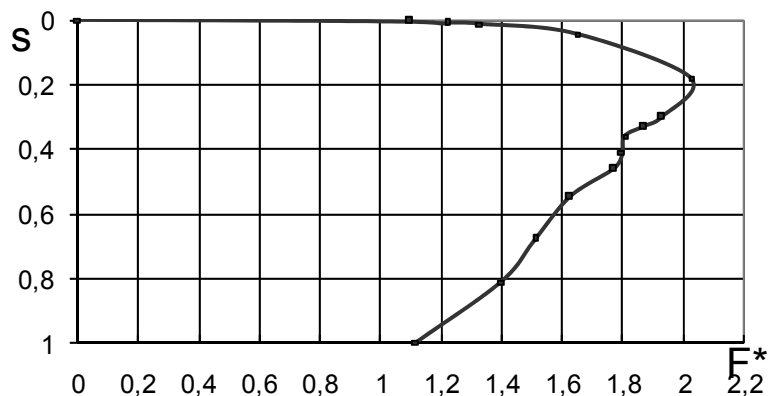


Рисунок 6 - Электрохимические тяговые характеристики $s=f(F^*)$ ЛАД

Методика экспериментальных исследований. Стенд для испытания коаксиально-линейного асинхронного двигателя с фазным вторичным элементом для определения параметров электрохимических тяговых характеристик представлен на рис.7.



Рисунок 7 - Стенд для испытания коаксиально-линейного асинхронного электродвигателя с фазным вторичным элементом (бегуном)

На рис.8 изображена блок-схема электрическая испытательного стенда для контроля параметра электромеханических тяговых характеристик коаксиально-линейного асинхронного электродвигателя с фазным вторичным элементом (бегуном). Стенд и блок-схема электрическая для испытания КЛАД Ф-ВЭ (рис.7, 8) включает: коаксиально-линейный асинхронный двигатель с фазным вторичным элементом 1; автотрансформатор (Атр); комплект измерительных приборов К-51(б); статор КЛАД-Ф-ВЭ, на котором закреплена клеммная колодка (ABC) 2; бегун ВЭ 3, на котором закреплена клеммная колодка (abc) 4, а также автоматические выключатели SQ1, SQ2, SQ3; динамометр для контроля усилия, развиваемого двигателем F, кгс 5; дополнительное сопротивление $R_{д1} \dots R_{ди}$ Ом 7; противовес m , кг. С целью получения электромеханических тяговых характеристик двигателя $V=f(F)$, $s=f(F^*)$ изменяем сопротивление во вторичном контуре (бегуна) за счет включения дополнительного сопротивления $R_{д1}$, $R_{ди}$, при этом фиксируем показания приборов и заносим их данные в таблицу 2. Корректировка несимметрии токов во вторичном контуре осуществлялась за счет изменения сопротивления в фазах (бегуна).

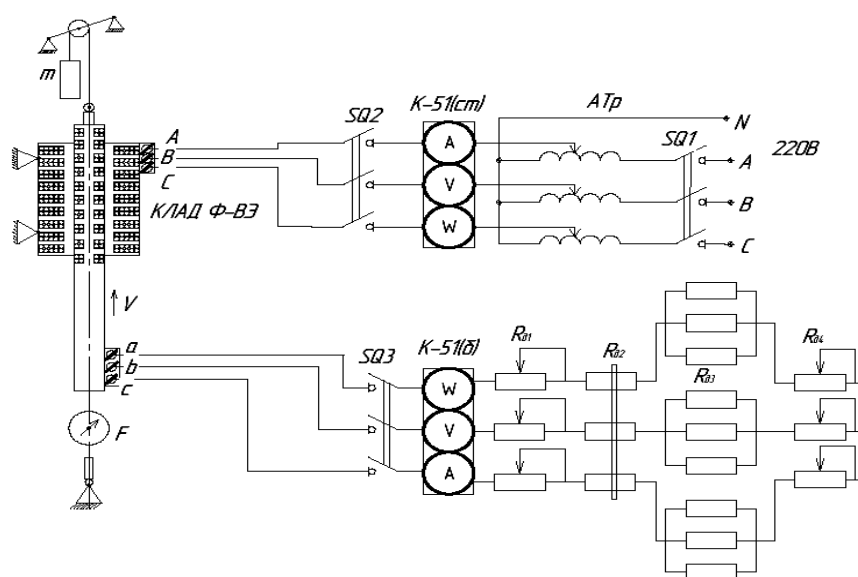


Рисунок 8 - Блок-схема электрическая стенда для испытания коаксиально-линейного асинхронного электродвигателя с фазным вторичным элементом (бегуном)

Таблица 2 – Экспериментальные данные КЛАД-Ф-ВЭ

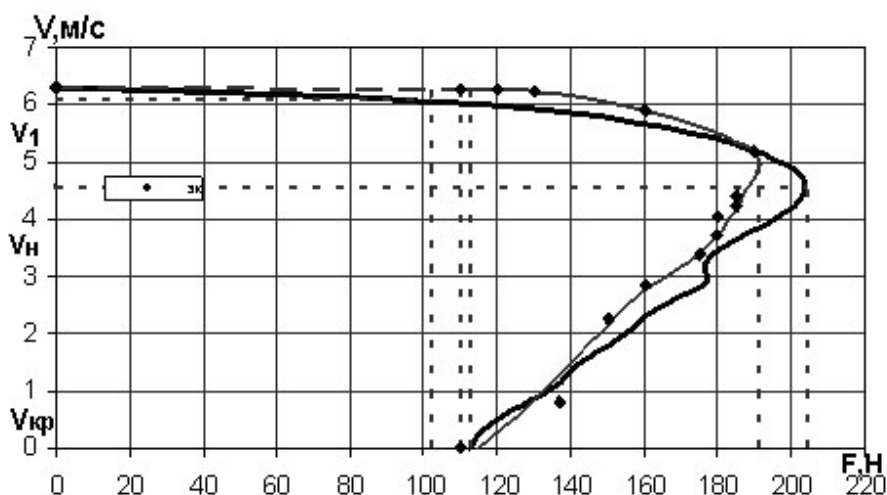
№ п/п	Электрические параметры вторичного контура (бегуна)				Электрические параметры статора			Показания динамометра
	$R_d, \text{Ом}$	$U_{\phi}, \text{В}$	$I_{\phi}, \text{А}$	$P_{\phi}, \text{Вт}$	$U, \text{В}$	$I, \text{А}$	$P, \text{Вт}$	$F, \text{кгс}$
1	6,30	6,00	5,20	30,00	212	15,50	3000	11,00
2	7,10	11,40	5,00	56,00	212	15,20	3200	14,00
3	9,90	19,40	4,60	89,00	214	14,70	3200	15,00
4	11,70	27,00	4,30	112,00	214	13,70	3200	16,00
5	13,50	35,00	4,00	140,00	216	13,50	3200	17,50
6	15,30	39,50	3,60	145,00	214	13,00	3100	18,00
7	17,10	44,00	3,50	150,00	214	12,50	3100	18,00
8	18,90	47,50	3,30	155,00	214	12,50	3000	18,50
9	20,70	52,50	3,10	162,50	214	12,00	3000	18,50
10	33,20	71,50	2,40	167,50	216	11,75	2800	19,00
11	773,20	95,00	2,20	150,00	216	10,75	2400	16,00
12	1 513,20	110,00	0,21	20,00	216	9,25	2100	13,00
13	2 253,20	110,50	0,14	15,00	216	9,00	2100	12,00
14	2 993,20	111,00	0,07	8,00	218	9,00	2000	11,00

Для построения электромеханической тяговой характеристики $V=f(F)$, $s=f(F^*)$ используем экспериментальные данные КЛАД-Ф-ВЭ (табл.2). Выражение, определяющее электромагнитное тяговое усилие, вычисляется по формуле $F=F_{\text{дин}} \cdot g \cdot H$, где $F_{\text{дин}}$ – показания динамометра, кгс; g – ускорение свободного падения, м/с²; $s=R_2'/(R_2' + R_0)$ – скольжение; $V=V_1(1-s)$ – скорость перемещения бегуна, м/с; $V_1=2\tau f$ м/с – скорость бегущего магнитного поля статора КЛАД-Ф-ВЭ, τ – полюсное деление, м; f – частота сети, Гц. Расчетные параметры электромеханических тяговых характеристик занесены в табл. 3.

Таблица 3 - Расчетные данные параметров электромеханической характеристики

s	1.00	0.87	0.63	0.53	0.46	0.41	0.36	0.33	0.30	0.18	0.043	0.004	0.0027	0.0021
$V, \text{м/с}$	0	0.01	0.08	0.21	0.46	0.86	1.45	2.27	3.40	4.86	5.92	5.97	6.00	6.01
$F, \text{Н}$	110	140	150	160	175	180	180	185	185	190	160	130	120	110

На основании полученных экспериментальных данных КЛАД-Ф-ВЭ, электромеханические тяговые характеристики зависимости $V=f(F)$ предоставлены на рис.9.


 Рисунок 9 - Электромеханическая тяговая характеристика $V=f(F)$ КЛАД-Ф-ВЭ

Здесь $F_{\text{п}}$ - пусковое тяговое усилие, развиваемое двигателем, Н; F_{max} - максимальное тяговое усилие, Н; $F_{\text{сн}}$ - номинальное тяговое усилие, Н; V_1 - скорость бегущего магнитного поля, м/с; $V_{\text{н}}$ - номинальная скорость двигателя, м/с; $V_{\text{кр}}$ - критическая скорость двигателя, м/с. В относительных единицах электромеханическая тяговая характеристика $s=f(F^*)$ представлена на рис.10. Здесь $s=R_2'/(R_2'+R_0')$ - скольжение; $F^*=F_{\text{эм}}/F_{\text{сн}}$ - тяговое усилие в относительных единицах.

Среднее значение сходимости параметров электромеханической тяговой характеристики $F_{\text{ср}}^*$ в относительных единицах определяется из выражения (5) и табл. 4.

$$F_{\text{ср}}^* = \frac{\sum_{i=1}^i F_{0i}^*}{i}. \quad (5)$$

Здесь $F_{0i}^* = ((F_{\text{тi}} - F_{\text{эi}})/F_{\text{тi}}) * 100 \%$ - сходимость параметров электромеханической тяговой характеристики в относительных единицах в i -той точке. На основании теоретических и экспериментальных исследований КЛАД-Ф-ВЭ, (см. табл.4 и рис. 9,10) сходимость составляет 4,28 %.

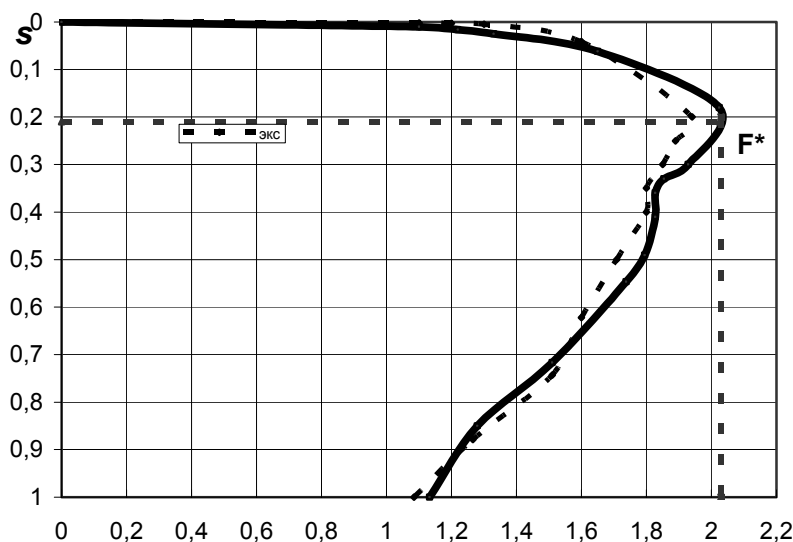


Рисунок 10 - Электромеханическая тяговая характеристика $s=f(F^*)$ КЛАД-Ф-ВЭ в относительных единицах

Таблица 4 - Теоретические и экспериментальные параметры электромеханической тяговой характеристики КЛАД-Ф-ВЭ.

$F_{\text{п}}, \text{H}$	110	136,8	150	160	175	180	180	185	185	190	160	130	0
$F_{\text{т}}, \text{H}$	112,8	134,2	160	177,4	181	189	190	201	203	189	165	128	0
$V_{\text{б}}, \text{м/с}$	0	0,8	2,25	2,85	3,4	3,7	4,08	4,2	4,4	5,1	5,9	6,23	6,3
F_{0i}^*	2.48	1.93	6.25	9.80	3.31	4.76	5.26	7.96	8.86	0.52	3.03	1.56	0

Выводы. Впервые разработан коаксиально-линейный асинхронный двигатель с фазным вторичным элементом (КЛАД-Ф-ВЭ). Разработан стенд для испытания КЛАД-Ф-ВЭ и определения электромеханических тяговых характеристик в заторможенном режиме. Разработана математическая модель КЛАД-Ф-ВЭ в виде схемы замещения с

учетом влияния “краевого эффекта” на тяговые характеристики, т.е. на симметрию токов вторичного контура двигателя. Получено математическое выражение электромагнитного тягового усилия, развиваемого КЛАД-Ф-ВЭ на основании разработанной схемы замещения двигателя в заторможенном режиме. В результате теоретических и экспериментальных данных, представленных в данной работе, получены электромеханические тяговые характеристики, сходимость которых составляет 4,28 %.

Список литературы

1. Лейтвейт Е.Р., Насар С.А. Электрические машины с поступательным движением, 1970. Т.58 №4.– С.18-30.
2. Ижея Г.М., Ребров С.А., Шаповаленко А.Г. Линейные асинхронные двигатели. К.: Техника, 1975. - 136с.
3. Ямамура С. Теория линейных асинхронных двигателей: Пер. с англ.: - Л.: Энергоатомиздат. Ленинград отделение, 1983. -180с. ил.
4. Веселовский О.Н. и др. Линейные асинхронные двигатели О.М. Веселовский, А.Ю. Коняев, Ф.Н. Сарапулов.- М.: Энергоатомиздат, 1991. -256с.: ил.
5. Шинкаренко В.Ф., Основи теорії еволюції електромеханічних систем. – К.: Наукова думка. 2002. - 288с.: ил.
6. Вилтис А.Я., Дриц М.С., Концевой эффект в линейных асинхронных двигателях. Задачи и методы решения. – Рига: Зинатис., 1981. -208с.
7. Голенков Г.М., Несиметрія режимів роботи лінійних асинхронних двигунів. /Наука і техніка в міському господарстві. Вип.24.-К.; Будівельник, 1973.- С. 13-18.
8. Голенков Г.М., Разработка и исследование линейного асинхронного электродвигателя для привода строительных машин. Автореферат на соискателя ученой степени кандидата технических наук. Институт электродинамики АН УССР. Киев, 1984.-21с.
9. Костенко М. П., Пиотровский А.М., Электрические машины.Ч.2, – Машины переменного тока. Учебник для студентов высших тех. учеб. заведений. Вид. 3-е перераб. Л.”Энергия”, 1978. - 648с.
10. Попков В.С., Титаренко В.П., Федоров А.П., Шинкаренко В.Ф. Методы косвенного определения рабочих характеристик линейных асинхронных двигателей по результатам статических испытаний. /Научно-технический реферативный сборник. Электротехническая промышленность Электрические машины. –М.: 1981. – Выпуск 10(128) – С.1-3.
11. Патент на корисну модель №23757 Богаенко Е.М., Богаенко М.В., Веремієнко А.В., Голенков Г.М., Попков В.С., Україна Опубліковано від 11.06.2007р. Бюл.№8. Електродвигун зворотньо-поступового руху.

А. Веремієнко

Моделювання електромеханічних тягових характеристик лінійного асинхронного двигуна з фазним бігуном

У статті представлений коаксіально-лінійний асинхронний двигун з фазним вторинним елементом (КЛАД-Ф-ВЕ), який знаходить широке вживання в сучасному автоматизованому електроприводі в сільськогосподарському виробництві (подрібнення і дробарки кормів, соломосилосорізки і ін.) Запропонований стенд для випробування КЛАД-Ф-ВЕ і визначення електромеханічних тягових характеристик в загальмованому режимі. Розроблена математична модель КЛАД-Ф-ВЕ у вигляді схеми заміщення з врахуванням впливу “краєвого ефекту” на тягові характеристики. Отримано математичне вираження електромагнітного тягового зусилля, КЛАД-Ф-ВЕ, що розвивається, на підставі розробленої схеми заміщення двигуна в загальмованому режимі. В результаті теоретичних і експериментальних даних, представлених в даній роботі, отримані електромеханічні тягові характеристики

A. Veremeenko

Design of electro mechanics hauling descriptions of linear asynchronous engine with a phase runner

In the article presented coaxially-linear asynchronous engine with the phase second element (KLAD-F-VE) which finds wide application in modern automated електроприводі in an agricultural production (grindings

down and crushers of forages, and other) a stand is Offered for the test of KLAD-F-VE and determinations of electromechanics hauling descriptions in the put on the brakes mode. The mathematical model of KLAD-F-VE is developed as a chart of substitution taking into account influencing of “regional effect” on hauling descriptions. Mathematical expression of electromagnetic hauling effort is got, developed KLAD-F-VE on the basis of the developed chart of substituting for an engine in the put on the brakes mode. As a result of theoretical and experimental information, presented in this work, electromechanics hauling descriptions are got

Получено 22.10.12

УДК 62-231:621.9.04

А. М. Кириченко, доц., канд. техн. наук, Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Результати дослідної ідентифікації геометричних параметрів верстата паралельної структури

Запропоновано та експериментально підтверджено метод обчислення положень центрів шарнірних опор верстата паралельної структури «гексапод» за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком, що дозволило підвищити точність у 3-5 разів.
механізм паралельної структури, гексапод, ідентифікація, контактний датчик

Важливою задачею при розробці верстатів паралельної структури є досягнення високої точності положення робочого органа, яка залежить не лише від дискретності і точності приводів, але й від геометричної точності виготовлення шарнірних опор та інших компонентів. За умови, що шарнірні опори і гвинтові передачі є абсолютно точними, положення робочого органа верстата-гексапода [1] визначається 42 параметрами [2]: початковими довжинами штанг, векторами центрів шарнірних опор основи і робочого органа. Досягнення високої точності механізмів та маніпуляторів як послідовної, так і паралельної структури можливе шляхом ідентифікації дійсних геометричних параметрів (калібрування) [3]. При наявності одного або кількох замкнених кінематичних ланцюгів можлива автоідентифікація [4], що не потребує незалежного обладнання для вимірювання положення робочого органа.

Звичайно кількість датчиків у приводах механізму паралельної структури дорівнює кількості ступенів вільності. Ідентифікація можлива, якщо загальна кількість датчиків (включаючи вимірювальні) перевищує загальну кількість ступенів вільності робочого органа [5]. Виходячи з цього принципу, існуючі методи автоідентифікації можна розділити на дві категорії: надлишковість датчиків та обмеження рухомості. Метод надлишкових датчиків полягає у встановленні у механізмі паралельної структури одного або кількох додаткових датчиків, наприклад датчиків повороту у опорах [6], кутового положення робочого органа [7], вимірювальної штанги [8]. Метод обмеження рухомості робочого органа реалізується шляхом фіксації одного або кількох шарнірів за допомогою додаткових механізмів [9, 10], в результаті кількість ступенів вільності робочого органа зменшується, а кількість датчиків залишається незмінною.

У [2] запропоновано математичне обґрунтування ідентифікації із застосуванням вимірювального контактного датчика у шпинделі, але збіжність процесу ідентифікації

down and crushers of forages, and other) a stand is Offered for the test of KLAD-F-VE and determinations of electromechanics hauling descriptions in the put on the brakes mode. The mathematical model of KLAD-F-VE is developed as a chart of substitution taking into account influencing of “regional effect” on hauling descriptions. Mathematical expression of electromagnetic hauling effort is got, developed KLAD-F-VE on the basis of the developed chart of substituting for an engine in the put on the brakes mode. As a result of theoretical and experimental information, presented in this work, electromechanics hauling descriptions are got

Получено 22.10.12

УДК 62-231:621.9.04

А. М. Кириченко, доц., канд. техн. наук, Т.Г. Сабірзянов, проф., д-р техн. наук
Кіровоградський національний технічний університет

Результати дослідної ідентифікації геометричних параметрів верстата паралельної структури

Запропоновано та експериментально підтверджено метод обчислення положень центрів шарнірних опор верстата паралельної структури «гексапод» за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком, що дозволило підвищити точність у 3-5 разів.
механізм паралельної структури, гексапод, ідентифікація, контактний датчик

Важливою задачею при розробці верстатів паралельної структури є досягнення високої точності положення робочого органа, яка залежить не лише від дискретності і точності приводів, але й від геометричної точності виготовлення шарнірних опор та інших компонентів. За умови, що шарнірні опори і гвинтові передачі є абсолютно точними, положення робочого органа верстата-гексапода [1] визначається 42 параметрами [2]: початковими довжинами штанг, векторами центрів шарнірних опор основи і робочого органа. Досягнення високої точності механізмів та маніпуляторів як послідовної, так і паралельної структури можливе шляхом ідентифікації дійсних геометричних параметрів (калібрування) [3]. При наявності одного або кількох замкнених кінематичних ланцюгів можлива автоідентифікація [4], що не потребує незалежного обладнання для вимірювання положення робочого органа.

Звичайно кількість датчиків у приводах механізму паралельної структури дорівнює кількості ступенів вільності. Ідентифікація можлива, якщо загальна кількість датчиків (включаючи вимірювальні) перевищує загальну кількість ступенів вільності робочого органа [5]. Виходячи з цього принципу, існуючі методи автоідентифікації можна розділити на дві категорії: надлишковість датчиків та обмеження рухомості. Метод надлишкових датчиків полягає у встановленні у механізмі паралельної структури одного або кількох додаткових датчиків, наприклад датчиків повороту у опорах [6], кутового положення робочого органа [7], вимірювальної штанги [8]. Метод обмеження рухомості робочого органа реалізується шляхом фіксації одного або кількох шарнірів за допомогою додаткових механізмів [9, 10], в результаті кількість ступенів вільності робочого органа зменшується, а кількість датчиків залишається незмінною.

У [2] запропоновано математичне обґрунтування ідентифікації із застосуванням вимірювального контактного датчика у шпинделі, але збіжність процесу ідентифікації

із використанням такого методу недостатньо стабільна. Тому метою роботи є розробка та експериментальна апробація методу обчислення положень центрів шарнірних опор за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком.

Якщо розглядати поверхню еталонної деталі при її торканні вимірювальним датчиком як вимірювальну штангу із відомою довжиною, розміщення кульки вимірювального щупа відносно рухомої платформи визначене у напрямку, перпендикулярному до поверхні оправки, можна вважати, що в момент доторку платформа має 5 ступенів вільності, тоді наявність 6 датчиків у приводах задовольняє умові надлишковості датчиків.

Для заданої орієнтації платформи у момент торкання можна визначити залежність між положенням рухомої платформи та довжинами ланок. Для циліндричної поверхні зручно представити вектор координат рухомої платформи у вигляді

$$\mathbf{X}_ц = [\alpha_ц, c, R]^T, \quad (1)$$

де $\alpha_ц$ – кут;

c – відносна висота точки торкання (рис. 1).

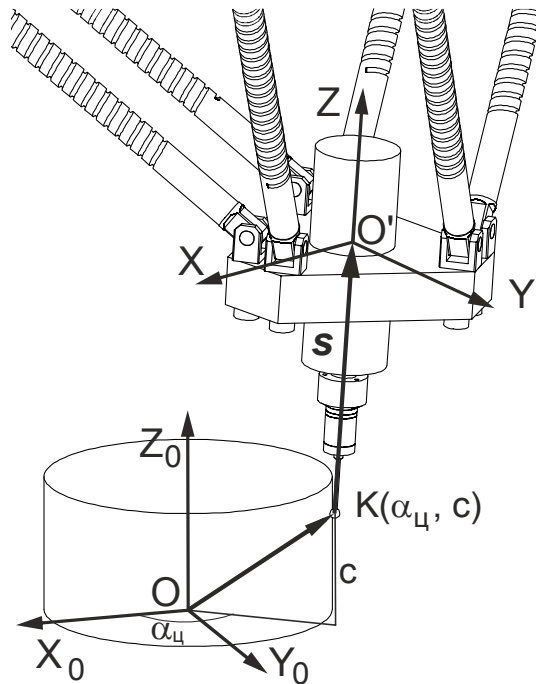


Рисунок 1 – Вимірювання еталонної деталі контактним датчиком

Тоді вектор положення рухомої платформи визначається залежністю

$$\mathbf{r}_0 = [(r_ц + r_к) \cos \alpha_ц, (r_ц + r_к) \sin \alpha_ц, c]^T + R \mathbf{s}, \quad (2)$$

де $r_ц$ – радіус циліндра;

$r_к$ – радіус кульки вимірювального щупа;

$\mathbf{s}$ – радіус-вектор центру кульки щупа у системі координат платформи.

Оскільки відома відстань від осі циліндра до центру кульки вимірювального щупа, який лежить на осі шпинделя, довжину одної з штанг можна виразити через довжини інших, використовуючи зворотну кінематичну залежність. В якості вимірюваного параметра можна використати різницю між фактичною і номінальною

довжиною обраної штанги. Тоді модель похибки для заданого положення та орієнтації платформи в момент доторку вимірювального щупа до поверхні циліндра представляє собою різницю між фактичною та номінальною довжиною штанги

$$q' - q_0' = \Delta q'. \quad (3)$$

Після перетворень та об'єднання результатів вимірювань у один вектор модель похибки приймає вигляд

$$\Delta D = \Psi \cdot \Delta H + M_Q \cdot \Delta Q, \quad (4)$$

де ΔH – вектор відхилень параметрів ідентифікації;

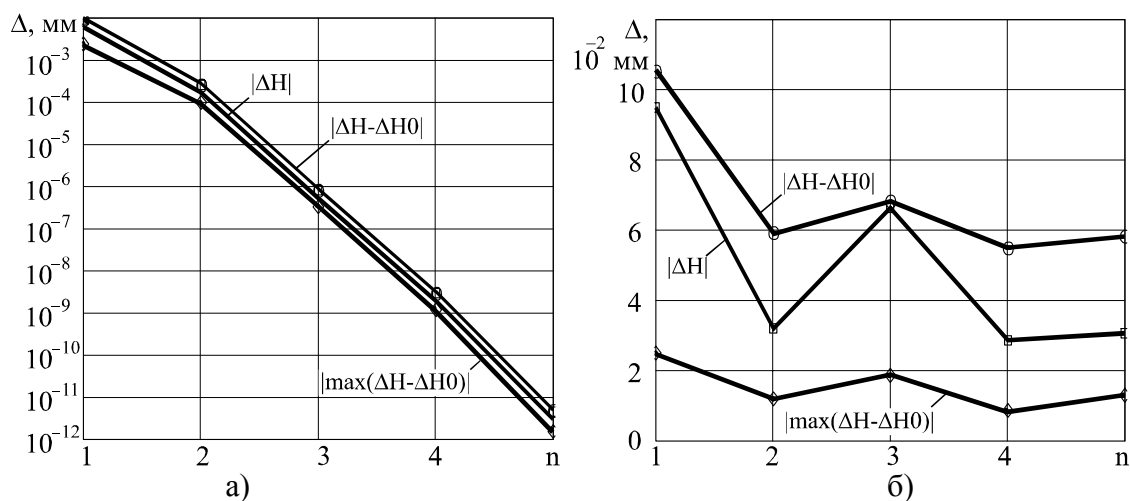
ΔQ – вектор вимірюваних відхилень довжини ланок;

Ψ – матриця похідних кінематичної функції;

M_Q – допоміжна матриця.

Для зменшення кількості параметрів системи координат основи та платформи повернуто так, що одна з осей координат проходить через центр шарніру, що дозволило зменшити кількість параметрів до 40.

Чисельне моделювання ідентифікації виконувалося за допомогою пакету Mathcad. В якості показника похибки ідентифікації прийнято абсолютну величину вектора відхилень параметрів ΔH . В логарифмічних координатах графік збіжності процесу ідентифікації в залежності від номера ітерації (рис. 2, а) наближається до прямої лінії, перша ітерація зменшує похибку на 1,5 порядки, на кожному наступному кроці ітерації похибка зменшується майже на 3 порядки.



а) при відсутності похибок вимірювання, б) при величині похибки 0,05 мм

Рисунок 2 – Зміна абсолютної величини вектора відхилень

Наявні у реальному механізмі похибки вимірювання, виготовлення еталонної деталі, руху центрів шарнірних опор при моделюванні ідентифікації можна врахувати введенням випадкових відхилень у «виміряні значення». Результати моделювання свідчать, що за наявності похибок збіжність нестабільна (рис. 2, б), при максимальній похибці вимірювання 0,05 мм абсолютна величина вектора відхилень параметрів ідентифікації складає близько 0,5 мм. Для зменшення похибки ідентифікації необхідно мінімізувати похибку вимірювання. Оскільки точність спрацювання контактного

датчика достатня (1...2 мкм), слід максимально збільшувати точність шарнірних опор, кулькогвинтових передач, датчиків зворотного зв'язку приводів.

Для експериментальної перевірки розроблених методів ідентифікації геометричних параметрів обрано найбільш доступний з технологічної точки зору варіант і виготовлено циліндричну еталонну деталь діаметром $270 \pm 0,1$ мм і висотою $165 \pm 0,1$ мм. Процес вимірювання (рис. 3) на верстаті-гексаподі [1] виконано по програмі ЧПУ за допомогою команди G38, виміряні координати збережено у файл.



Рисунок 3 – Вимірювання оправки на верстаті

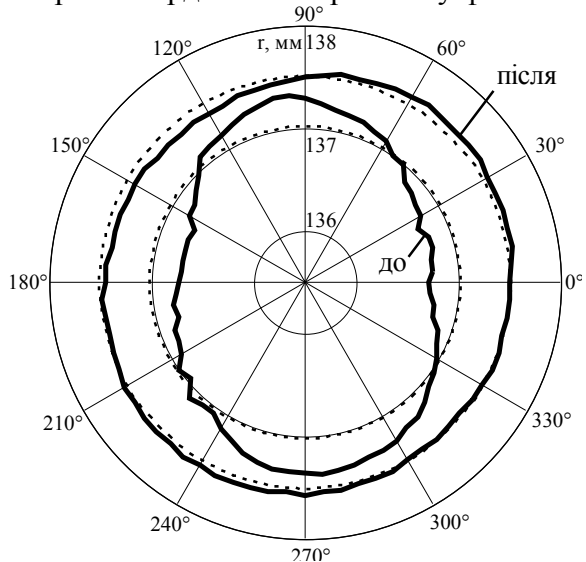


Рисунок 4 – Відхилення при вимірюванні круглої оправки до і після ідентифікації

До ідентифікації середнє значення виміряного радіуса 137,02 мм, середньоквадратичне відхилення 0,223 мм, максимальне відхилення 0,357 мм (рис. 4). Після внесення обчислених координат центрів шарнірів і довжини ланок до системи управління верстата середнє значення радіуса склало 137,521 мм, середньоквадратичне відхилення 0,062 мм, максимальне відхилення 0,13 мм.

Висновки:

1. Запропоновано метод ідентифікації геометричних параметрів для підвищення точності верстата паралельної структури, розроблено математичне обґрунтування методу обчислення положень центрів шарнірних опор за результатами обміру еталонної деталі вимірювальним контактним датчиком.

2. За результатами обміру еталонної деталі закріпленою у шпинделі верстата контактним датчиком визначені наближення координат центрів шарнірних опор, внесення яких до системи управління дозволило зменшити похибки положення платформи у 3-5 разів.

Список літератури

1. Струтинський В. Б. Ідентифікація геометричних параметрів механізмів паралельної структури з ланками змінної довжини / В. Б. Струтинський, А. М. Кириченко // Технологічні комплекси. – Луцьк : Вид-во ЛНТУ, 2011. – № 2(4). – С. 62-67.
2. Mooring B. W. Fundamentals of Manipulator Calibration / B.W. Mooring, Z.S. Roth, M.R. Driels. – New York : John Wiley & Sons, 1991. – 329 p.
3. Everett L. J. Forward calibration of closed-loop jointed manipulators / L. J. Everett // International Journal of Robotics Research. – 1989. – Vol. 8(4). – P. 85-91.
4. Hollerbach J. M. The calibration index and taxonomy for robot kinematic calibration methods / J. M. Hollerbach, C. W. Wampler // International Journal of Robotics Research 15 (6). – 1996. – 573-591.

5. Daney D. Kinematic calibration of Gough Platform / D. Daney // Robotica. – 2003.– Vol. 21.– P. 677-690.
6. Besnard S. Calibration of parallel robots using two inclinometers / S. Besnard, W. Khalil / Robotics and Automation. – 1999. – Vol. 3. – P. 1758-1763.
7. Patel A. Calibration of a hexapod machine tool using a redundant leg / A. Patel, K. Ehmann // International Journal of Machine Tools and Manufacture. – 2000. – Vol. 40, Issue: 4. – P. 489-512.
8. Chiu Y.-J. Self-calibration of a general hexapod manipulator with enhanced precision in 5-DOF motions / Y.-J. Chiu, M. H. Perng // Mechanism and Machine Theory. – 2004. – Vol. 29. – P. 1-23.
9. Abtahi M. Calibration of parallel kinematic machine tools using mobility constraint on the tool center point / M. Abtahi, H. Pendar, A. Alasty, G.H. Vossough // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2009. – Vol. 45 (5-6). – P. 531-539.
10. Новіков М. Розроблення верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результати його дослідницького застосування / М. Новіков, В. Струтинський, А. Кириченко // Машинознавство. – Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2011. – №5-6 (167-168). – С. 3-10.

А. Н. Кириченко, Т. Сабирзянов

Результаты идентификации геометрических параметров станка параллельной структуры

Предложен и экспериментально подтвержден метод вычисления положений центров шарнирных опор станка параллельной структуры «гексапод» по результатам обмера эталонной детали измерительным контактным датчиком, что позволило повысить точность в 3-5 раз.

А. Kyrychenko, T. Sabirjanov

Spatial rigidity of machine tool with parallel manipulator «pentapod»

The mathematics for computing the joint center positions of by measuring the mandrel with touch probe is proved for hexapod parallel machine tool, resulting in accuracy 3-5 times improved.

Одержано 01.10.12

УДК 621.375.826:621

**М.І. Анякін, д-р техн. наук, В.С. Коваленко, проф., д-р техн. наук, Р.О.Жук, ас.,
О.М.Степура, мол. наук.співр., П.В.Кондрашев, канд.техн.наук,ст.викл., М. Наєбі,
асп.**

*Механіко-машинобудівний інститут Національного технічного університету України
«КПІ»*

Система для моніторингу лазерної обробки

В роботі приводиться методика визначення оптичних параметрів різноманітних матеріалів та система для моніторингу технологічних процесів лазерної обробки матеріалів.
лазерне випромінювання, технологічний процес, оптичні властивості

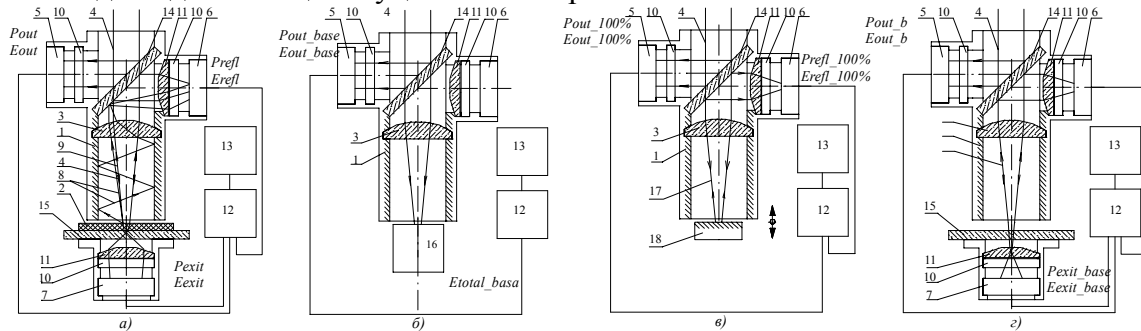
При створенні систем моніторингу процесів лазерної обробки матеріалів (зміцнення, зварювання, наплавки та інше) широке застосування знайшли системи, які контролюють віддзеркалений від поверхні деталі тепловий потік, віддзеркалене лазерне випромінювання, густину та наявність плазми, акустичні хвилі та інше [1, 2]. Вказані методи контролю мають певні вади. Так, наприклад, фіксування акустичних хвиль, котрі виникають під час руйнування поверхневого шару деталі, можливе лише при значній густині потужності сфокусованого лазерного випромінювання. Це не дозволяє його використання при моніторингу стану поверхні деталі, або створювати адаптивні системи лазерного відпалу та зміцнення. У даній роботі запропоновано просту систему моніторингу технологічних процесів лазерної поверхневої обробки та методику розрахунків залежності поглинальних здібностей матеріалів, які обробляються, від температури. Вказана система дозволяє контролювати як дзеркально, так і дифузно відбите від поверхні деталі лазерне випромінювання.

Експерименти проводились на експериментальних стендах, які були обладнані випромінювачами на алюмо-іттрієвому гранаті (довжина хвилі $\lambda=1.06\mu\text{м}$), що працюють у імпульсному та безперервному режимах генерації. Діаметр плями фокусування d_p утворювали методом діафрагми, що сканує. Вимірювання енергії (потужності) лазерного випромінювання здійснювали калориметричним вимірювачем ІМО-2.

Для дослідження процесів взаємодії сфокусованого потоку лазерного випромінювання з матеріалом, що оброблюється, та контролю якості лазерної обробки, був розроблений спеціальний простий пристрій [3], схема якого зображена на рис.1. Завдяки наявності дзеркального полого світловоду 1, який встановлений між зразком, що обробляється 2 та об'єктивом 3, що фокусує лазерне випромінювання 4, завдяки наявності датчиків променю 5, 6, 7 вказаний пристрій дозволяє контролювати дзеркальний 7 та дифузний потік 8 лазерного випромінювання, який відбивається від поверхні зразка. При дослідженні процесу взаємодії лазерного випромінювання з матеріалами, їх обробка велась у повітряному середовищі. У якості матеріалів, що досліджуються використовували суцільні матеріали та їх порошкові аналоги: цирконій, мідь, сталь 65, нітрид бору, сплав ЖС6К та інші. Густину порошкової суміші, яка була накочувана на предметну скляну пластину, визначали за допомогою вимірювання її товщини (між двома пластинами), площі та наперед відомій вазі порошку. У кожній експериментальній точці виконувалось по 5 дослідів по вимірюванню залежностей потужності від часу випромінювання, яке потрапляє на зразок $P_{out}(t)$, відбилась від нього $P_{refl}(t)$, або пройшла наскрізь $P_{exit}(t)$ та проводилась їх стандартна статистична

обробка. В подальшому, у розрахунках, використовували середні значення результатів вимірювань, котрі інтерполювались кубічними сплайнами. Для контролю стану поверхні матеріалу, який був оброблений сфокусованим лазерним випромінюванням, ділянки зразка, котрі були оброблені, через певний час (близько 60 с) повторно опромінювались, та обробка велась за стандартною процедурою.

Лазерне опромінення порошкових матеріалів вели на однакових з суцільними режимах. При чому, товщина шару порошку складала від 0,1 мм до 5 мм. Останнє значення відповідало товщині суцільних матеріалів.



1 – полий дзеркальний світловод; 2- зразок, що обробляється; 3- об'єктивом, що фокусує; 4- лазерне випромінювання; 5, 6, 7 - датчики променю; 8, 9 - дзеркальний та дифузний потік; 10- інтерференційні фільтри; 11- об'єктиви; 12 – АЦП, 13- ПЕОМ; 14 – світло подільна пластина; 15 – предметне скло; 16 – вимірювач енергії; 17 – випромінювання, що відбите від 100% дзеркала 18

Рисунок 1 – Схема пристрою для контролю процесу обробки (а) та головні етапи його тарування (в-г)

Відомо, що лазерні технологічні процеси описуються нелінійним нестационарним рівнянням теплопровідності з урахуванням фазових перетворень (1). Тобто, описуючи процес нагріву системою (1), при застосуванні розробленого пристрою, який дозволяє визначити $P_{out}(t)$ та $P_{refl}(t)$, та відомому d_p , для заданого матеріалу ми, вирішуючи (1), можемо визначати температуру зразка у зоні обробки. Слід додати, що у нашому випадку теплове джерело буде дорівнювати (2) .

При рішенні задачі, система (1) замінювалася кінцево-різницевою аналогою із неявною схемою апроксимації похідних з нерівномірними кроками по просторовій і часовій координатам та вирішувалася методом прогонки з ітераційною схемою урахування нелінійностей. Причому, залежності теплофізичних властивостей матеріалу зразка від температури інтерполювались кубічними сплайнами.

$$\left. \begin{aligned} c_f(T) \cdot \rho_f(T) \frac{\partial T}{\partial t} &= \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda_f(T) \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ c_v(T) &= c_v(T) + Q_f \delta(T - T_f) \\ T_{start} &= 25^\circ C \\ \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x=0} &= 0; -\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = A(T) \cdot W_p(t); \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=H} = 0; \end{aligned} \right\}; \quad (1)$$

$$-\lambda(T) \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} = \frac{4}{\pi d^2} (P_{out}(t) - P_{refl}(t)), \quad (2)$$

де $c_f(T), \rho_f(T), \lambda_f(T)$ - залежності теплоємності, густоти і теплопровідності матеріалів покриття та деталі від температури T ;

$W_p(t)$ – залежність густини потужності лазерного випромінювання від часу;

y, t - просторові і часові координати;

$c_v(T)$ - об'ємна теплоємність, що дорівнює $c_v(T) = c(T) \rho(T)$;

δ - δ функція Дірака;

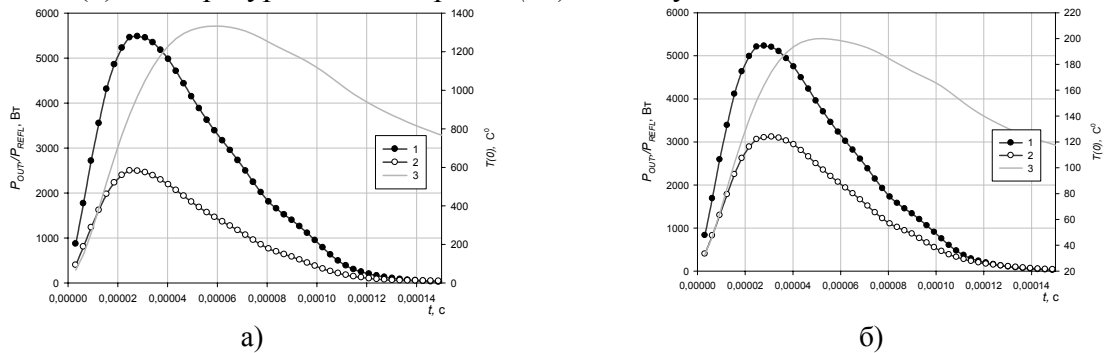
Q_f - скрита теплота фазового перетворення;

T_{Start} - початкова температура оброблюваної деталі;

HY – товщина оброблюваної деталі;

$A(T)$ - залежність коефіцієнту поглинання лазерного випромінювання від температури T .

На рис. 2 приведені виміряні та розраховані залежності потужності лазерного випромінювання $P_{out}(t)$ (довжина хвилі $\lambda=1,06$ мкм) що надійшло до зразка (а-цирконій, б-мідь), віддзеркалилось від нього $P_{refl}(t)$, та розрахована, за допомогою рішення (3) температура його поверхні $T(0,t)$ від часу t .



1, 2- виміряні залежності $P_{out}(t)$ та $P_{refl}(t)$ відповідно; 3- розрахована залежність $T(0,t)$ від часу t ;
а) – матеріал зразка Zr; б) - матеріал зразка Cu

Рисунок 2 – Залежності потужності лазерного випромінювання $P_{out}(t)$ ($d_p=1.6$ мм), що надійшло до зразка (а-цирконій, б-мідь), віддзеркалилось від нього $P_{refl}(t)$ та температура його поверхні $T(0,t)$ від часу t

Як видно з наведених залежностей, при заданих режимах обробки, температура поверхні зразка з цирконію сягає 1300°C , причому, спостерігається явне відставання (у часі) появи максимуму температури поверхні зразка від максимуму потужності лазерного випромінювання, причому вказана величина сягає 60 мкс. Обробка на вказаних режимах зразків з міді (рис. 2б) характеризується зниженням температури зразка та приближенням (у часі) її піку до максимуму потужності лазерного випромінювання. Це легко пояснюється високою теплопровідністю міді, яка перевищує теплопровідність цирконію у 12 раз. Крім того, на залежностях $P_{out}(t)$ та $P_{refl}(t)$ (рис. 2.) помітно, що величина потужності відбитого лазерного випромінювання для зразка з міді значно більша, ніж у зразка з цирконію.

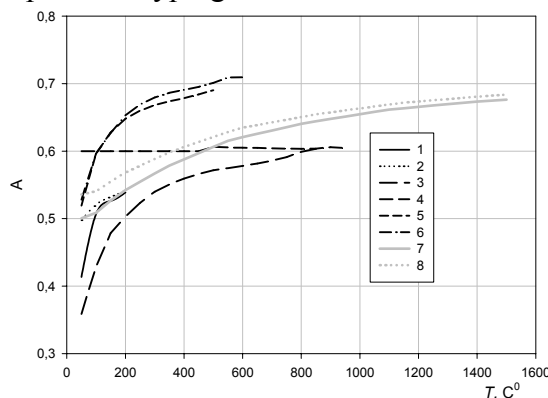
Застосування розробленого пристрою та методики проведення експериментів [3] ідеально підходить для визначення температурних залежностей поглинальних здібностей матеріалів, що досліджуються: залежність коефіцієнта поглинання лазерного випромінювання від температури $A(T)$ визначається шляхом заміни систем координат у залежностях $P_{out}(t)$ та $P_{refl}(t)$ (відповідно коефіцієнта поглинання лазерного випромінювання від часу t): час t на температуру поверхні $T(0,t)$ (3).

$$A(t) = \left. \frac{(P_{out}(t) - P_{refl}(t)) / P_{out}(t)}{P_{out}(t) \neq 0} \right\}. \quad (3)$$

Так, на рис. 3 приведені залежності коефіцієнтів поглинання суцільних матеріалів від температури T , які були встановлені під час проведення досліджень.

Аналізуючи залежності, що наведені на рис. 3 слід відмітити, що при зростанні температури поверхні, поглинаюча здібність матеріалів зростає. Повторна лазерна обробка деяких матеріалів (Cu, Zr) більш ефективна, що пояснюється знищенням поверхневих забруднень, котрі мають місце на їх поверхні.

На відміну від поглинання металами лазерної енергії, коли лазерне випромінювання поглинається у тонкому поверхневому шарі (скін – шар), поглинання у порошку відбувається по значній глибині та залежить від складу порошку, його розміру, густини суміші та інше. Врахування даного явища, при моделюванні технології Rapid Prototyping (особливо при створенні деталі з металевих або керамічних матеріалів з накочуванням порошку шар за шаром), дуже важливе. Це пов'язано з тим, що густина порошкової суміші незначна, зернистість порошку сягає 20-100 мкм, що дозволяє лазерному випромінюванню, за рахунок дифракції та віддзеркалення від частинок суміші, проникати на значну глибину та, відповідно, спікати “товстий” шар матеріалу. Спінання товстого шару спостерігається при формоутворенні початкового шару деталі, або формоутворенні шарів, котрі “нависають” над порожнинами. При малому кроці нарощування деталі, який дорівнює 20-200 мкм та дорівнює, або перевищує розмір окремої порошокинки в декілька разів, лазерне випромінювання проникає до спеченого, майже суцільного матеріалу, який, у свою чергу, поглинає та віддзеркалює лазерне випромінювання. Віддзеркалене випромінювання потрапляє до верхнього шару порошку та процес повторюється. Це явище робить процес чисельного моделювання процесу Rapid Prototyping ще складнішим.



1- залежність коефіцієнту поглинання $A(T)$ для Cu , перший імпульс; 2 - $A(T)$ для Cu при повторному опроміненні; 3 - $A(T)$ для Zr перший імпульс; 4 - $A(T)$ для Zr при повторному опроміненні; 5, 6 – аналогічні залежності $A(T)$ для сталі 65Г; 7,8 - $A(T)$ для кубічного нітриду бору

Рисунок 3 – Залежності коефіцієнтів поглинання A суцільних матеріалів від температури T

Запропоновані багатьма авторами методи розрахунків процесу поглинання лазерного випромінювання порошковими матеріалами, які базуються на геометричній оптиці та вірогідних методах, дають задовільні результати, але є прийнятними лише при статичних розрахунках [5]. Так, в динаміці, в процесі поглинання випромінювання, елементарна частка порошку є більш тепло ізольована, більше нагрівається, збільшує розмір (наприклад, коефіцієнт лінійного розширення міді при $1000^{\circ}C$ збільшується у порівнянні з кімнатною температурою у 1,5 рази) та “ворушить” своїх сусідів. “Ворушінню” порошку найбільш сприяє збільшення обсягу робочого газу, котрим вкриті його краплини. Крім того, за рахунок миттєвого зростання температури та термодифузії, частки порошку “злипаються”, перетворюючись у суцільне тіло. Також, в залежності від атмосфери, що оточує порошок, можливе його термохімічне перетворення (при обробці в атмосфері повітря – утворення окислів). Моделювання даних явищ дуже трудомістке та не дає вірогідності отримання адекватного рішення. Для узагальнення теплофізичних та оптичних властивостей порошкового матеріалу можна скористатись рівняннями адитивності (4) [4] з врахуванням процентного складу атмосфери суміші та складових порошку.

Використовуючи розроблений пристрій та (1)–(4), для товстого шару порошкового матеріалу (зразок порошок міді товщиною 5 мм, з 5,6 %повітря) ми можемо, вимірюючи залежності потужності лазерного випромінювання $P_{out}(t)$ (довжина хвилі $\lambda=1.06\text{мкм}$) що надійшла до зразка з порошкового матеріалу та віддзеркалилась від нього $P_{refl}(t)$, розрахувати з врахуванням (4) температуру його поверхні $T(0,t)$ від часу t (рис. 4).

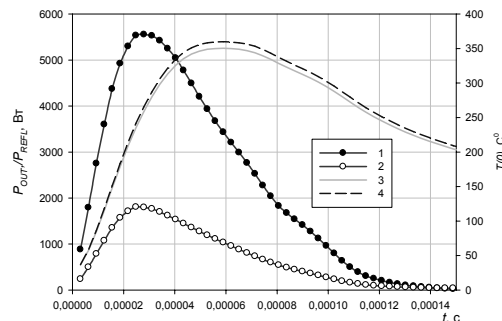
$$C_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n C_i k_i; \lambda_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \lambda_i k_i; \rho_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \rho_i k_i, \quad (4)$$

де c_i , λ_i , ρ_i - залежності теплоємності, теплопровідності та густини i матеріалу суміші від температури T ;

n - кількість компонентів суміші;

k – кількісний вміст i компоненту у суміші;

c_{Σ} , λ_{Σ} , ρ_{Σ} - залежності теплоємності, теплопровідності та густини матеріалу суміші від температури T .



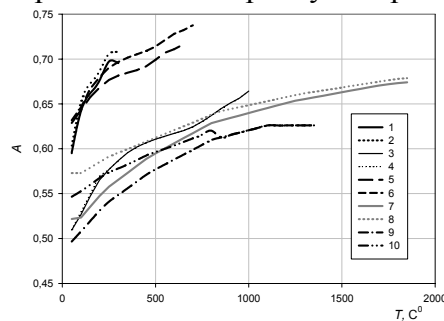
1- залежність $P_{out}(t)$ від часу t ; 2- залежність $P_{refl}(t)$ від часу t ; 3- залежність температури його поверхні $T(0,t)$ від часу t при умові, коли теплофізичні властивості порошкового матеріалу відповідають суцільному; 4 - залежність $T(0,t)$ від часу t коли теплофізичні властивості порошкового матеріалу враховують вміст атмосфери (4).

Рисунок 4 – Залежності потужності лазерного випромінювання $P_{out}(t)$ ($d_p=1,6$ мм), що надійшла до зразка з порошкового матеріалу (Cu), віддзеркалилась від нього $P_{refl}(t)$, та розрахована залежність температури його поверхні $T(0,t)$ від часу t (товщина шару порошку 5 мм)

Аналізуючи залежності, що наведені на рис. 4 зазначимо, що в порівнянні з суцільним аналогом (рис. 2б), поглинання лазерного випромінювання товстим шаром порошкової суміші є більш ефективним. Крім того, при розрахунках, врахування вмісту атмосфери у суміші за допомогою (4), котра зменшує теплопровідність порошку, веде до зростання розрахункової температури поверхні, і, відповідно, у тілі зразка (залежність 4, рис. 4). Очевидно, що при збільшенні товщини порошкового шару лазерне випромінювання повністю поглинається у його тілі. Також, очевидно, що при низькій густині енергії сфокусованого лазерного випромінювання, коли температура суміші незначна, та коефіцієнт відбивання окремих порошинок вищий, ніж при високій температурі, лазерне випромінювання проникає у глибину суміші більш ефективно. Так, на рис.5 приведені залежності коефіцієнтів поглинання суцільних матеріалів від температури T , які були встановлені під час проведення досліджень.

Порівнюючи залежності, які приведені на рис. 3 та рис. 5 відмітимо, що поглинання лазерного випромінювання порошковими матеріалами при низькій температурі є більш ефективним ніж у суцільних аналогів. Зі зростанням температури (або відповідно зі зростанням густини енергії сфокусованого лазерного випромінювання) поглинальні здібності матеріалів вирівнюються. Дане явище можливо пояснити протіканням процесу хімічної реакції з навколишньою атмосферою (в

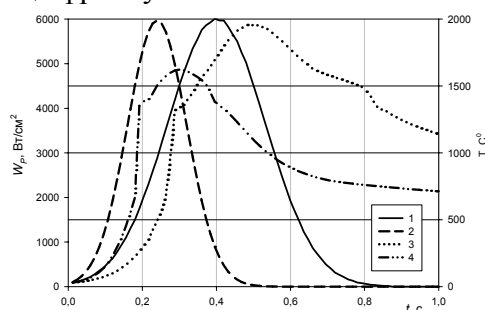
нашому випадку утворенням окислів), котрі нівелюють оптичні властивості матеріалів. Крім того, за рахунок більш інтенсивного поглинання лазерного випромінювання порошковим матеріалом (рис. 4) на початковій стадії їх взаємодії та за рахунок зменшення теплопровідності порошку (наявність атмосфери) температура порошкового матеріалу є більшою. Відчутна різниця в коефіцієнті поглинання лазерного випромінювання порошковими та суцільними аналогами робить можливим застосування вказаного пристрою для моніторингу лазерних технологічних процесів.



1 - залежність коефіцієнту поглинання $A(T)$ для Cu , перший імпульс; 2 - $A(T)$ для Cu при повторному опроміненні; 3 - $A(T)$ для Zr перший імпульс; 4 - $A(T)$ для Zr при повторному опроміненні; 5, 6 – аналогічні залежності $A(T)$ для заліза; 7, 8 - $A(T)$ для кубічного нітриду бору, 9) – залежність $A(T)$ для порошку на основі Ni ; 10) - $A(T)$ для порошку на основі Co

Рисунок 5 – Залежності коефіцієнтів поглинання A порошкових матеріалів від температури T

При проведенні досліджень розроблена система була використана для контролю якості формування шарів матеріалу заготовки. Моніторингу підлягали процеси, що відбуваються в порошкових та спечених (або сплавлених) зразках. Так, на рис. 6, рис. 7 приведені розраховані (за допомогою вирішення системи (1)–(4) температури поверхні зразків та положення границь фронту плавлення.

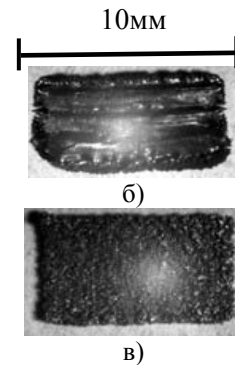
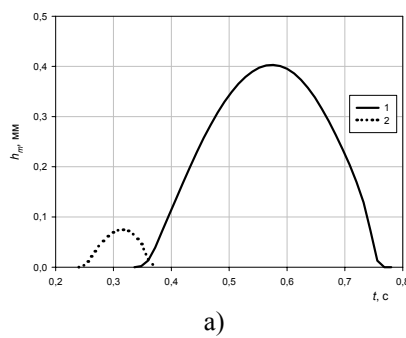


1 – залежність $W_p(t)$ від часу t для $V_x = 0,1$ см/с; 2 - залежність $T(0,t)$ від часу t для $V_x = 0,1$ см/с; 3 – залежність $W_p(t)$ від часу t для $V_x = 0,167$ см/с; 2 - залежність $T(0,t)$ від часу t для $V_x = 0,167$ см/с

Рисунок 6 – Залежність температури $T(0,t)$ на поверхні, що оброблюється, та густини потужності сфокусованого лазерного променя $W_p(t)$ від часу t при обробці порошкової суміші з заліза лазерним променем з $P_{out}(t) = 30$ Вт, сфокусованим в пляму з $d_p = 0,8$ мм, та рухається з різною швидкістю

Як видно з залежностей, котрі приведені на Рис.7, при швидкості обробки, що дорівнює 1,67 мм/с відбувається легке “підплавлення” порошку, що позначається малою глибиною та часом існування ванни розплаву (залежність 2 на рис. 7а, та рис. 7в). При зменшенні швидкості переміщення променя температура поверхні зростає до 2000°C (рис. 6), збільшується глибина проплаву та час його існування (залежність 1, рис. 7а, рис. 7б). Обробка на останньому режимі, за рахунок значних деформацій розплаву, що охолоджується, веде до утворення “хвиль” з кроком 1 мм. Різна температура поверхні відзначається на залежностях, що наведені на рис.6. Температура поверхні суміші, що сягає 500°C , відповідає коефіцієнту поглинання, що рівний 0,7, а коефіцієнти

поглинання 0,74 та 0,75 відповідають температурам 1600⁰С та 2000⁰С відповідно.



- 1 - залежність глибини розплаву $h_m(t)$ від часу t при швидкості $V_X = 0,1$ см/с;
2 - залежність $h_m(t)$ від часу t при швидкості $V_X = 0,167$ см/с

Рисунок 7 – Залежність глибини розплаву $h_m(t)$ у порошковій суміші з заліза (а) та зовнішній вигляд зразків (б, в), які отримані при лазерній обробці. Обробка лазерним променем з $P_{out}(t) = 30$ Вт, сфокусованим в пляму з $d_p = 0,8$ мм, швидкість $V_X = 0,1$ см/с (б) та $V_X = 0,167$ см/с (в)

При проведенні досліджень було розроблено пристрій для моніторингу процесу лазерної обробки матеріалів; методика визначення оптичних властивостей матеріалів від температури; встановлено залежності коефіцієнтів поглинання порошкових матеріалів від температури. Крім того, відмічено той факт, що при низькій температурі коефіцієнти поглинання порошкових матеріалів перевищують коефіцієнти суцільних аналогів в середньому у 1,5 раз. При температурі, що перевищує 800⁰С коефіцієнт поглинання порошкових матеріалів знижується та нівелюється із значенням коефіцієнту поглинання суцільних матеріалів.

Список літератури

1. LIA Handbook on Laser Materials Processing / [John f. Ready, V.S.Kovalenko, L.F.Golovko] - Ed. in Chief: John f. Ready - Laser Institute of America, Magnolia Publishing, Inc., 2001 - 715 p.
2. Коваленко В.С. Справочник по технологии лазерной обработки/В.С.Коваленко, В.П.Котляров, В.П. Дятел и др.- К.:Техніка, 1985.-161 с.
3. Studying of Laser Processed Material Optical Parameter Dependencies from Temperature /V. Kovalenko, M. Anyakin, J..Meijer [at al.] //“Proceedings of International Congress “ICALEO’2002”, Scottsdale, USA, Oct. 2002., [Електронний ресурс] LIA; 1 електрон.опт.диск (CD-ROM): цв; 12см – Заголовок з титул.екрану
4. Рыкалин Н. Воздействие концентрированных потоков энергии на материалы /Под общ. ред. Н.Рыкалина. – М.: Наука, 1985.- 246 с.
5. Progress in selective laser sintering / J.P.Kruth, X.Wang, T.Loui, L.Froen // Proceeding of the 13th International Symposium for Electromachining. (ISEM-XIII), Bilbao, Spain. – 2001.-V.1. - p. 21-38

Н. Анякин, В. Коваленко, Р.Жук, А.Степура, П.Кондрашев, М. Наебі
Система для моніторинга лазерної обробки

В статті приводиться методика определения оптических параметров материалов и система для мониторинга технологических процессов лазерной обработки материалов

M. Anyakin, V. Kovalenko, R. Zhuk, O. Stepura, P. Kondrashev, M. Naebi
System for monitoring of laser processing

The methodology of the determination of material's optical properties as well as the monitoring system of the technological processes that occur at laser material processing are presented in this article.

Одержано 24.10.12

Зміст

<i>Л.М. Тіщенко</i> Дослідження вібраційного впливу плоского решета на шар зернової суміші	3
<i>І.В. Головач, В.Г. Присяжний</i> Втрати гички цукрового буряку роторним гичкорізальним апаратом.....	9
<i>Б.І. Котов, Р.А. Калініченко, М.І. Ліпунов</i> Аналітичне визначення динамічних тепловологісних режимів зерносушарок безперервної дії.....	17
<i>М.О. Свірень, О.К. Дідик, М.С. Мірошніченко</i> Аналіз якості автоматизованої системи стабілізації потоку хлібної маси зернозбирального комбайну.....	24
<i>А.Н. Леженкин</i> Технология уборки очесанной соломы.....	28
<i>Б.І. Котов, В.О. Грищенко</i> Моделювання динамічних режимів насипу рослинної продукції при фільтрації повітря, як об'єкта автоматизації з розподіленими параметрами.....	34
<i>Н.А. Дубчак</i> Дослідження процесу взаємодії коренеплодів з витком шнека очисника.....	41
<i>О.М. Васильковський, С.М. Лещенко, Д.І. Петренко, С.М. Мороз, А.С. Кожанова</i> Обґрунтування параметрів аспірації відцентрового пневморешітного сепаратора зерна.....	49
<i>В.О. Колбасін, Б.А. Волик, В.О. Дубовик</i> Лабораторні дослідження полицевого робочого органа для використання в системі рекультивації ґрунту.....	53
<i>О.М. Леженкін, С.В.Головін</i> Визначення узагальнених сил діючих на обчісуючий модуль для збирання рицини.....	59
<i>О.В. Нестеренко, Д.В. Богатирьов, В.А. Онопа, В.П. Якімцов</i> Обґрунтування раціональної форми направляючої поверхні живильного пристрою для пневмосепарації зерна.....	65
<i>Б.І. Котов, М.Г. Пастушенко, С.П. Степаненко</i> Дослідження ефективності вібровідцентрової сепарації зерна на ступінчасто-конічному решеті методом планування експериментів.....	70
<i>К.Є. Цизь, Р.В. Кірчук</i> Дослідження процесу та пошук шляхів інтенсифікації сушіння насіння сої.....	75
<i>В.М. Барановський</i> Транспортно-технологічні системи викопувальних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини.....	79

<i>М.О. Василенко, О.В. Соколенко, В.С. Матвійченко, Д.О. Буслаєв</i> Підвищення довговічності культиваторних лап грунтообробних машин.....	87
<i>М.І. Денисенко, В.І. Рубльов</i> Технологічні методи для забезпечення довговічності робочих органів і надійності сільськогосподарських машин.....	92
<i>А.С. Лімонт</i> Транспортне забезпечення льонозбирального процесу	102
<i>А.В. Гагалюк, А. Б. Гупка, В. М. Клендій, І.М.Кучвара, В. В. Крук</i> Обґрунтування параметрів переналагоджуваних кондукторів для свердління отворів при виготовленні і відновленні.....	110
<i>І.І.Павленко, М.О.Годунко, В.М. Кропівний</i> Основні показники та вимоги до захватних пристроїв промислових роботів.....	117
<i>Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, М.В. Красота</i> Особенности проектирования шестеренного насоса с повышенной подачей.....	122
<i>Е.И. Чемерис</i> Надежность и эффективность эргатической системы оператор-штамп-пресс в автоматизированной штамповке сложных изделий.....	130
<i>С.П. Степаненко</i> Особливості імітаційного моделювання післязбиральної обробки.....	134
<i>К.В. Васильковська</i> Експериментальні дослідження пневмомеханічного висівного апарата з периферійним розташуванням комірок для висіву насіння просапних культур	142
<i>С.М. Хомич</i> Моделювання процесу руху бульбашки повітря у середовищі сапропелю.....	147
<i>С.Л. Хачатурян</i> Визначення параметрів повітряного змащення робочих органів пристроїв для проколювання ґрунту.....	152
<i>В.Т. Колесник</i> Общие критерии классификации датчиков автоматической системы пожарной сигнализации.....	158
<i>Н.В. Смирнова, В.В. Смирнов</i> Компенсация погрешностей тензометрического силоприемного элемента в условиях воздействия на него тангенциальных нагрузок.....	164
<i>Р.С. Грудовий</i> Моделювання характеру навантаження на гвинтові робочі органи.....	171
<i>І.І. Павленко, Д.В. Вахніченко, Є.С. Костюк, В.М. Кропівний</i> Тенденції розвитку обладнання з механізмами паралельної структури.....	181

<i>А. М. Кириченко, О. В. Шелепко, М.І. Черновол</i> Просторова жорсткість верстата з механізмом паралельної структури «пентапод».....	187
<i>В.І. Кривда, М.В. Максимов</i> Зміна локалізації пінча після використання компресорів на установці ЕЛОУ-АВТ.....	191
<i>Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, М.В. Красота</i> Расчет параметров зубчатого зацепления экспериментального шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом.....	196
<i>И. А. Леженкин</i> Статистическая модель плотности очесанного вороха озимой пшеницы.....	202
<i>О. Олексин</i> Розрахунок тягових і робочих органів трубчастих скребкових конвеєрів.....	208
<i>А.Ю. Невдаха</i> Вплив неточностей заміру биття КП ланок ротора БДТ на похибку розрахунку оптимальних кутів взаємного розвороту ланок.....	213
<i>С. В. Пустовіт</i> Теоретичне обґрунтування винесення вільного зерна з решіт очищення в камеру колосового шнека зернозбирального комбайна.....	222
<i>А.В. Веремеенко</i> Моделирование электромеханических тяговых характеристик линейного асинхронного двигателя с фазным бегуном.....	228
<i>А. М. Кириченко, Т.Г. Сабірзянов</i> Результати дослідної ідентифікації геометричних параметрів верстата паралельної структури.....	238
<i>М.І. Анякін, В.С. Коваленко, Р.О.Жук, О.М.Степура, П.В.Кондрашев, М. Наєбі</i> Система для моніторингу лазерної обробки	243

**Конструювання, виробництво та експлуатація
сільськогосподарських машин**

Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник

Заснований у 1971 році

Випуск 42

Частина II

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 №00059.